



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

TESIS DOCTORAL

Análisis y modelización de vigas sándwich sometidas a impactos de baja velocidad

Autora:
Inés Iváñez del Pozo

Directora:
Dra. Dña. Sonia Sánchez Sáez

**DEPARTAMENTO DE MECÁNICA DE MEDIOS CONTÍNUOS Y TEORÍA
DE ESTRUCTURAS**

Leganés, Junio 2013

TESIS DOCTORAL

ANÁLISIS Y MODELIZACIÓN DE VIGAS SÁNDWICH SOMETIDAS A IMPACTOS DE BAJA VELOCIDAD

Autora: Inés Iváñez del Pozo

Directora: Dra. Dña. Sonia Sánchez Sáez

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente: (Nombre y apellidos)

Vocal: (Nombre y apellidos)

Secretario: (Nombre y apellidos)

Calificación:

Leganés de de

A mis padres, hermanos y sobrinos.

Agradecimientos

En primer lugar quiero dar las gracias a mi directora Dña. Sonia Sánchez Sáez por toda la ayuda prestada. Gracias a su apoyo pude iniciar mis estudios de Doctorado y siempre me ha ofrecido su amistad, consejo, ayuda y colaboración. Muy especialmente quiero agradecer toda la confianza que ha depositado en mí durante estos años en los que hemos trabajado juntas.

Al profesor Enrique Barbero, que fue la primera persona del Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras que conocí cuando inicié mi etapa como Becaria de Colaboración. Él fue también una de las primeras personas que me transmitió su entusiasmo por las estructuras y por los materiales compuestos. Gracias por su colaboración desinteresada y apoyo.

A Shirley K. García Castillo le agradezco su compañía, sus valiosos comentarios y los ánimos recibidos, tanto en los buenos como en los malos momentos.

A Carlos Navarro, a Ramón Zaera y a Ángel Arias, Directores del Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras durante diferentes periodos desde que empecé a trabajar en el mismo, por la oportunidad que me han dado de pertenecer a este gran grupo.

También quiero hacer extensivos mis agradecimientos a todos los demás miembros del Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras. Especialmente a aquellos con los que he compartido despacho alguna vez desde que comencé esta aventura: Jorge Zahr, Sergio González, Matías Braun y David Varas. Todos ellos han sido y son grandes compañeros y juntos hemos compartido muy buenos momentos. A Carlos Santiuste por la ayuda prestada y su compañía en la primera etapa de mi formación. A Josué Aranda y a Marta M^a Moure por brindarme su amistad y aprecio.

Gracias a todas las personas que hicieron de mi estancia pre-doctoral en Liverpool una experiencia muy positiva y agradable más allá de lo profesional, en especial al Prof. W.J. Cantwell y a los integrantes del *Centre for Materials and Structures* de la Escuela de Ingeniería de la Universidad de Liverpool.

Y para finalizar no me puedo olvidar de esas personas que, aunque no han colaborado de una manera directa en la realización de mi Tesis, son mi fuente de motivación y superación constante: mis padres, hermanos y sobrinos. Gracias porque con vuestro apoyo incondicional y optimismo, me hacéis la vida mucho más alegre y sencilla.

Resumen

En esta Tesis Doctoral se ha estudiado el comportamiento frente a impactos de baja velocidad de vigas sándwich constituidas por pieles de material compuesto de tipo laminado y núcleo de nido de abeja de aluminio.

Existen tres clases de metodologías para hacer frente a este estudio: el análisis experimental, los modelos analíticos y las simulaciones numéricas. La realización de un estudio experimental exhaustivo supone una gran inversión, tanto en términos económicos como temporales, por lo que la utilización de modelos analíticos y herramientas de simulación representa una alternativa eficiente.

Los modelos analíticos permiten evaluar variables globales como la fuerza o el desplazamiento pero sin llegar a profundizar en el proceso de fallo de pieles y núcleo. Las simulaciones numéricas suelen lograr descripciones más precisas y detalladas de la respuesta a impacto y su flexibilidad en relación a las variaciones de condiciones de contorno, geometría y material, es muy apreciada en el campo de la investigación. Disponer de modelos numéricos permite profundizar en el conocimiento del comportamiento a impacto de las estructuras sándwich, proporcionando información que es difícilmente extraíble de forma experimental. No obstante, ambos tipos de modelos exigen la realización de ensayos experimentales para su validación.

Con este objetivo se han llevado a cabo una serie de ensayos experimentales en torre de caída, donde se evaluaron la fuerza máxima de contacto, el tiempo de contacto del ensayo, el desplazamiento máximo de ambas pieles y la energía absorbida de las vigas sándwich.

Se ha desarrollado un modelo analítico que permite estimar la fuerza de contacto que se produce en un impacto de baja velocidad sobre vigas sándwich de pieles de material compuesto. Este modelo, validado experimentalmente, se ha formulado en variables adimensionalizadas lo que ha permitido determinar los grupos adimensionales que dominan la dinámica del sistema, pudiendo

realizar variaciones de los mismos para analizar su influencia sobre el fenómeno de impacto estudiado.

Asimismo se ha realizado un modelo de elementos finitos para simular el impacto a baja velocidad sobre vigas sándwich, estudiando la absorción de energía en función de la energía de impacto, así como el comportamiento de las pieles de material compuesto y del núcleo de nido de abeja durante el fenómeno de impacto. El modelo constitutivo utilizado para las pieles ha sido ampliamente utilizado en trabajos previos del Departamento. El comportamiento asumido para simular el núcleo de nido de abeja se ha validado mediante la realización de ensayos experimentales de compresión.

Debido a que la compresión del núcleo es un factor clave en la capacidad de absorción de energía de la viga sándwich, se ha realizado un estudio numérico de la influencia que tiene la variación de ciertos parámetros del modelo (espesor de pared de celda, el tamaño de la celda hexagonal, el valor del límite elástico del material y la altura de núcleo).

Abstract

In this PhD Thesis, the low-velocity impact behaviour of sandwich beams with woven carbon fibre-epoxy face-sheets and aluminium honeycomb core is studied.

There are three ways to deal with this study: experimental analysis, analytical modelling and numerical simulations. An intensive experimental test program can be both time and cost intensive; therefore, analytical and finite-element models may represent an efficient alternative to reproduce those impact events.

Analytical approaches can assess global variables such as force or displacement; however it is needed to explore in more detail the failure process of the face-sheets and the core. Finite-element models are usually developed to achieve more precise and detailed descriptions of impact events. Finite-element modelling seems to be more flexible than the analytical approach, as several variables such as material, geometry, and boundary conditions can be easily modified. In this context, simulations have allowed a deeper understanding of the impact response of sandwich structures, and can also give access to information hardly obtainable by experiments. Modelling require experimental testing for validation.

In line with this objective, impact tests of the composite sandwich beams at low-velocity impact were conducted in an instrumented drop-weight tower apparatus. The experimental tests were evaluated in terms of maximum contact force, contact time, displacement of the two face-sheets, and absorbed energy.

It was developed an analytical model for estimating the contact force that occurs in a low-velocity impact on sandwich beams with composite face-sheets. This analytical model, validated experimentally, has been formulated using a dimensionless method and there were determined several dimensionless groups, which dominate the dynamics of the impact. It was analysed the effect of varying the dimensionless groups and their influence on the studied impact phenomenon.

A finite-element model of the honeycomb cored composite sandwich beams under low-velocity impact was developed with Abaqus/Explicit code. The absorbed energy as a function of the impact energy, the behaviour of both face-sheets and the honeycomb core during the impact event were studied. The face-sheet behaviour was modelled through a user subroutine, and has been widely used in previous works. The aluminium honeycomb core behaviour was validated through a set of experimental tests.

Due to the influence of several core parameters on the crush behaviour and on the energy-absorption capacity of honeycomb core structures, a three-dimensional finite-element model of a honeycomb-core structure was developed, and virtual compressive tests were simulated.

Índice general

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Motivación.....	2
1.2. Objetivos.....	6
1.3. Contenido	7
2. ANTECEDENTES	9
2.1. Introducción.....	10
2.2. Introducción a los materiales sándwich.....	11
2.2.1. Pielas	13
2.2.2. Núcleos.....	18
2.3. Aplicaciones de estructuras sándwich.....	22
2.3.1. Industria aeronáutica y aeroespacial.....	22
2.3.2. Industria de la automoción.....	26
2.3.3. Industria naval.....	27
2.3.4. Industria ferroviaria.....	28
2.3.5. Energía eólica.....	30
2.3.6. Ingeniería civil y construcción.....	31
2.4. Comportamiento frente a impacto de estructuras de material sándwich....	32
2.4.1. Modos de fallo.....	34
2.4.2. Estudios experimentales.....	37
2.4.3. Estudios analíticos	40
2.4.4. Simulaciones numéricas.....	43
3. ESTUDIO EXPERIMENTAL	47
3.1. Introducción.....	48
3.2. Material	48
3.2.1. Pielas	49
3.2.2. Núcleo	51
3.3. Ensayos de compresión uniaxial sobre núcleo	51
3.3.1. Procedimiento de ensayo	52
3.4. Ensayos de flexión dinámica sobre vigas sándwich.....	54
3.4.1. Dispositivo de ensayo.....	55
3.4.2. Procedimiento de ensayo	62
3.5. Resultados y discusión	66
3.5.1. Ensayos de compresión uniaxial dele núcleo.....	66
3.5.2. Ensayos de flexión dinámica sobre vigas sándwich.....	70
4. MODELO ANALÍTICO.....	93
4.1. Introducción.....	94
4.2. Formulación del modelo.....	94
4.3. Cálculo de los parámetros del modelo.....	99
4.3.1. Rigidez global.....	99

4.3.2. <i>Fuerza de contacto</i>	101
4.3.3. <i>Energía elástica</i>	104
4.3.4. <i>Energía plástica de deformación</i>	105
4.3.5. <i>Trabajo externo</i>	106
4.3.6. <i>Energía potencial mínima</i>	107
4.3.7. <i>Carga dinámica resistente al aplastamiento del núcleo</i>	109
4.3.8. <i>Masas efectivas del sistema</i>	109
4.4. Resolución de las ecuaciones del modelo.....	112
4.5. Adimensionalización de las ecuaciones del modelo.....	115
4.5.1. <i>Definición de grupos adimensionales</i>	115
4.5.2. <i>Ecuaciones adimensionalizadas</i>	117
4.5.3. <i>Validación del modelo analítico</i>	118
4.6. Resultados de la validación.....	120
4.7. Análisis de la sensibilidad del modelo.....	127
4.7.1. <i>Variación del grupo adimensional Π_1</i>	128
4.7.2. <i>Variación del grupo adimensional Π_2</i>	130
4.7.3. <i>Variación del grupo adimensional Π_3</i>	133
4.7.4. <i>Variación del grupo adimensional Π_4</i>	135
4.7.5. <i>Variación del grupo adimensional Π_6</i>	137
4.7.6. <i>Variación del grupo adimensional Π_7</i>	140
5. MODELIZACIÓN NUMÉRICA	143
5.1. Introducción.....	144
5.2. Código de elementos finitos.....	145
5.3. Descripción del modelo numérico	146
5.3.1. <i>Modelo de las pieles</i>	146
5.3.2. <i>Modelo del núcleo</i>	149
5.4. Simulación numérica del comportamiento de vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad.....	155
5.4.1. <i>Validación</i>	162
5.5. Resultados y discusión	169
5.6. Variación de parámetros geométricos de la viga	178
5.6.1. <i>Influencia en el comportamiento a compresión del núcleo</i>	178
5.6.2. <i>Influencia en la respuesta frente a impacto de la viga sándwich</i>	185
6. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO	197
6.1. Resumen y conclusiones.....	198
6.2. Trabajo futuro	204
6. CONCLUSIONS AND FUTURE RESEARCH	207
6.1. Summary and conclusions	208
6.2. Future research	214
BIBLIOGRAFÍA	215

Índice de figuras

Figura 1.1. Uso de estructuras sándwich en la aeronave A380 (Herrmann et al. 2005).	3
Figura 1.2. Cofia de la carga útil del lanzador europeo Ariane 5, realizada con estructura sándwich de carbono/epoxi y núcleo de aluminio.	4
Figura 1.3. Ejemplo de aplicación de vigas sándwich en aeronaves (Chai et al., 1999).	5
Figura 2.1. Estructura sándwich.	11
Figura 2.2. Analogía entre una viga en I y una estructura sándwich.	12
Figura 2.3. Efecto de la configuración tipo sándwich en la rigidez y la resistencia a flexión de una estructura.	13
Figura 2.4. Aplicaciones de los materiales compuestos: a) Aeronaves b) Monocascos.	14
Figura 2.5. Diferentes configuraciones de tejidos (Miravete et al., 2000).	18
Figura 2.6. Tipos de núcleos para fabricar materiales sándwich: a) Nido de abeja de aluminio, b) Espuma de PVC, c) Nido de abeja de madera.	19
Figura 2.7. Tipos de núcleos para fabricar materiales sándwich atendiendo a la forma en que se apoyan las pieles de la estructura sobre ellos.	19
Figura 2.8. Estructura sándwich con núcleo nido de abeja.	21
Figura 2.9. Parámetros geométricos básicos de un núcleo de nido de abeja.	21
Figura 2.10. Aeronaves con materiales sándwich en sus elementos estructurales.	23
Figura 2.11. Imágenes de la aeronave De Havilland Mosquito - 1943.	23
Figura 2.12. Detalles de construcción del avión De Havilland Mosquito: a) Sección del ala, b) Sección de la cuaderna y unión del fuselaje.	24
Figura 2.13. Imagen de la aeronave RAAF F-111.	24
Figura 2.14. Detalles de los módulos de comando y servicio del Apollo 11.	25
Figura 2.15. a) Ensayo de impacto sobre un coche Mercedes-Benz clase C, b) Fotografía representativa del aplastamiento de un núcleo de nido de abeja (Mohr y Doyoyo, 2004)	26
Figura 2.16. Aplicaciones de materiales sándwich en diversas partes de un automóvil (Donga, 2011).	27
Figura 2.17. Barcos fabricados con materiales sándwich.	28
Figura 2.18. Trenes fabricados con materiales sándwich:	29
Figura 2.19. a) Aerogenerador, b) Área transversal de una pala.	30
Figura 2.20. Imágenes del Britannia Tubular Bridge en Gales, Reino Unido.	31
Figura 2.21. Edificio Factory Outlet S.A. Retail Store en el aeropuerto internacional de Atenas, Grecia.	32
Figura 2.22. Modos de fallo y daño para paneles sándwich sometidos a impacto (Zhu y Chai, 2013).	37
Figura 3.1. Componentes del material sándwich a estudio: a) Pieles de material compuesto, b) Núcleo de nido de abeja de aluminio.	49
Figura 3.2. Configuración del ensayo a compresión cuasi-estática: a) Máquina de ensayos, b) Detalle de colocación de la probeta de núcleo.	53
Figura 3.3. Dimensiones principales de las probetas de nido de abeja de aluminio utilizadas en los ensayos de compresión uniaxial.	54

Figura 3.4. Torre de caída de peso Ceast-Fractovis: a) Vista general, b) Parte superior, c) Sistema antirrebote, d) Parte inferior.	56
Figura 3.5. Principales componentes de la torre de caída Ceast - Fractovis 6785.	58
Figura 3.6. Percutor de radio 10 mm con cabeza tipo Charpy.	59
Figura 3.7. Percutor de radio 20 mm con cabeza tipo Charpy.	59
Figura 3.8. Útil de flexión en tres puntos en torre de caída.	60
Figura 3.9. Cámara de video de alta velocidad Photron APX-RS.	61
Figura 3.10. Detalles del foco modelo ARRISUN 12 Plus	62
Figura 3.11. Geometría de las vigas sándwich a ensayo.	63
Figura 3.12. Etapas de un ensayo típico de compresión de núcleo de nido de abeja. .	66
Figura 3.13. Etapas de deformación de un núcleo nido de abeja a compresión: a) Deformación elástica, b) Plegado, c) Densificación en comparación con una probeta original.	67
Figura 3.14. Densificación en los núcleos de nido de abeja ensayados. Velocidad de ensayo 5 mm/min.	68
Figura 3.15. Curva fuerza-desplazamiento de un núcleo de nido de abeja de aluminio	68
Figura 3.16. Registro fuerza-tiempo de ensayos de compresión uniaxial sobre núcleo de nido de abeja: a) velocidad 0.5 mm/min, b) velocidad 5 mm/min, c) velocidad 50 mm/min.	69
Figura 3.17. Comparación del registro fuerza-tiempo de ensayos de compresión uniaxial sobre núcleo de nido de abeja a tres velocidades de ensayo diferentes.	70
Figura 3.18. Evolución de un impacto con energía de 8.30 J. Percutor Charpy de radio 10 mm.	71
Figura 3.19. Evolución de un impacto con energía de 28.88 J. Percutor Charpy de radio 10 mm.	72
Figura 3.20. Rotura de la piel superior en las vigas sándwich con pieles de material compuesto, a) Fallo por compresión local, b) Fallo a compresión de la piel superior.	73
Figura 3.21. Fuerza vs. Tiempo para ensayos a diferentes energías de impacto, a) 8.30 J, b) 15.30 J, c) 17.86 J, d) 22.06 J, e) 28.88 J.	75
Figura 3.22. Fuerza vs. Tiempo para ensayos a diferentes energías de impacto, a) 19.76 J, b) 20.95 J, c) 22.64 J	76
Figura 3.23. Fuerza máxima en cada ensayo.	79
Figura 3.24. Desplazamiento máximo de la piel superior e inferior durante un impacto. Energía de impacto de 8.30 J.	79
Figura 3.25. Comparación entre desplazamientos de las pieles superior e inferior para diferentes energías de impacto.	81
Figura 3.26. Curva típica de energía frente al tiempo para un ensayo en torre de caída.	82
Figura 3.27. Energía vs. Tiempo para cada ensayo: a) Energías de impacto sin rotura de piel superior, b) Energías de impacto con rotura de piel superior.	83
Figura 3.28. Energía absorbida frente a energía de impacto: a) Valor absoluto tras los ensayos, b) Valor en porcentaje.	85
Figura 3.29. Evolución de un impacto con energía de 15.13 J (percutor de 20 mm) ...	86

Figura 3.30. Curvas fuerza-tiempo obtenidas para percutor tipo Charpy de radio 20 mm: a) Energía de impacto 10.68 J, b) Energía de impacto 15.99 J.....	87
Figura 3.31. Fuerza máxima medida en los ensayos realizados con percutor de 20 mm de radio de punta.....	88
Figura 3.32. Desplazamientos máximos de las pieles superior e inferior para diferentes energías de impacto (percutor de 20 mm).....	89
Figura 3.33. Energía absorbida frente a energía de impacto en vigas de percutor de 20 mm: a) Valor obtenido tras el ensayo, b) Porcentaje absorbido.....	91
Figura 3.34. Comparación de energía absorbida frente a energía de impacto para percutor de radio 10 mm y percutor de radio 20 mm	92
Figura 4.1. a) Modelo de dos grados de libertad, b) Modelo de un grado de libertad. 95	
Figura 4.2. Esquema del modelo masa-muelle a estudio, representando el impacto de un percutor M_0 sobre una estructura sándwich.	97
Figura 4.3. Esquema del ensayo de flexión dinámica en tres puntos	99
Figura 4.4. Ilustración de la relación entre la deflexión y el radio de curvatura de la superficie deformada (Aprete et al. 2006)	102
Figura 4.5. Aproximación asumida para el desplazamiento local en el contacto piel superior-indentador.....	102
Figura 4.6. Fuerza de contacto frente a tiempo de impacto para vigas sándwich de pieles de fibra de carbono en matriz epoxi y núcleo de nido de abeja, velocidad del impacto: a) 2.04 m/s, b) 2.62 m/s.	121
Figura 4.7. Fuerza de contacto frente a tiempo de impacto para vigas sándwich de pieles de fibra de carbono en matriz epoxi y núcleo de nido de abeja, velocidad del impacto: a) 2.77 m/s, b) 3.00 m/s.	122
Figura 4.8. Comparación de datos analíticos y experimentales en fuerza máxima frente a velocidad de impacto.	125
Figura 4.9. Comparación de datos analíticos y experimentales en tiempo de contacto frente a velocidad de impacto.....	127
Figura 4.10. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_1	129
Figura 4.11. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_1	129
Figura 4.12. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_1	130
Figura 4.13. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_2	131
Figura 4.14. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_2	132
Figura 4.15. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_2	132
Figura 4.16. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_3	133
Figura 4.17. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_3	134
Figura 4.18. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_3	134
Figura 4.19. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_4	135

Figura 4.20. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_4	136
Figura 4.21. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_4	137
Figura 4.22. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_6	138
Figura 4.23. a) Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_6 , b) Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_6	139
Figura 4.24. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_7	140
Figura 4.25. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_7	141
Figura 4.26. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_7	141
Figura 5.1. Comportamiento asumido para la compresión del núcleo nido de abeja de aluminio en las simulaciones.....	150
Figura 5.2. Representación del modelo a de numérico de compresión uniaxial: a) Modelo completo, b) Núcleo de 20 mm.....	151
Figura 5.3. Mallado del modelo numérico de compresión sobre núcleo.	152
Figura 5.4. Comparación entre curvas fuerza-desplazamiento experimentales a diferentes velocidades de ensayo y numérica para ensayo de compresión.	153
Figura 5.5. Mapa de tensión de Von Mises para el modelo de compresión sobre núcleo de altura 20 mm. Resultados numéricos.	155
Figura 5.6. Detalle de las celdas hexagonales del núcleo de nido de abeja en el modelo de flexión dinámica en tres puntos.	156
Figura 5.7. Pieza creada para definir la piel superior e inferior de la estructura sándwich con particiones	157
Figura 5.8. Representación en el modelo numérico de: a) Percutor, b) Apoyos.....	158
Figura 5.9. Ensamblaje del modelo de la viga sándwich sometida a flexión dinámica.	159
Figura 5.10. Mallado correspondiente a las pieles (superior e inferior) de la viga sándwich.	160
Figura 5.11. Detalle del mallado del núcleo de la viga sándwich.....	160
Figura 5.12. Detalle del mallado más fino en la zona de impacto.....	161
Figura 5.13. Malla para piezas del modelo: a) Percutor, b) Apoyo.	161
Figura 5.14. Mallado del conjunto completo para el modelo de flexión dinámica de vigas sándwich en tres puntos.	162
Figura 5.15. Comparación global entre resultados de la simulación (Tensión de Von Mises) y experimentales. Energía de impacto experimental de 15.30 J.....	163
Figura 5.16. Comparación global entre resultados de la simulación (Tensión de Von Mises) y experimentales. Energía de impacto experimental de 22.85 J.....	163
Figura 5.17. Comparación entre curvas fuerza-tiempo experimental y numérica para flexión dinámica sobre vigas sándwich: a) 13.67 J, b) 22.85 J.....	164
Figura 5.18. Fuerza máxima frente a energía de impacto. Comparación entre resultados experimentales y numéricos.....	165

Figura 5.19. Comparación entre curvas energía-tiempo experimental y numérica para flexión dinámica sobre vigas sándwich: a) 13.67 J, b) 22.85 J.....	166
Figura 5.20. Energía absorbida frente a energía de impacto. Comparación entre resultados experimentales y numéricos.....	167
Figura 5.21. Porcentaje de energía absorbida frente a energía de impacto. Comparación entre resultados experimentales y numéricos.....	168
Figura 5.22. Daño en las pieles (criterio de rotura de fibras) a 3.2 ms y a 4.8 ms: a) Energía de impacto 15 J, b) Energía de impacto de 35 J.....	170
Figura 5.23. Vista en planta de la evolución del daño en la piel superior (criterio de rotura de fibras): a) Energía de impacto de 15 J, b) Energía de impacto de 35 J.....	171
Figura 5.24. Evolución de la deformación plástica equivalente en el núcleo a través de la simulación: Energía de impacto de 15 J.....	172
Figura 5.25. Evolución de deformación plástica equivalente en el núcleo a través de la simulación: Energía de impacto de 35 J.....	173
Figura 5.26. Comparación de energía absorbida y de energía plástica disipada frente a la energía de impacto. Resultados numéricos.....	174
Figura 5.27. Comparación de porcentaje de energía absorbida y porcentaje de energía plástica disipada frente a la energía de impacto. Resultados numéricos.....	175
Figura 5.28. Evolución del mapa de tensiones de la piel superior y el núcleo de la viga sándwich. Energía de impacto de 22 J: a) 1.6 ms, b) 4.8 ms.....	176
Figura 5.29. Evolución del mapa de tensiones de la piel superior y el núcleo de la viga sándwich. Energía de impacto de 22 J: a) 5.6 ms, b) 8.0 ms, c) 9.6 ms.....	177
Figura 5.30. Deformación de las celdas del núcleo de nido de abeja bajo compresión uniaxial: a) Núcleo de 20 mm, b) Núcleo de 10 mm.	179
Figura 5.31. Efecto de la variación de la altura del núcleo en la curva tensión-deformación: resultados numéricos.....	180
Figura 5.32. Efecto de la variación del espesor de pared de celda núcleo en la curva fuerza-desplazamiento: resultados numéricos.....	181
Figura 5.33. Curvas fuerza-desplazamiento obtenidas numéricamente para diferentes valores de límite elástico de la aleación de aluminio.	183
Figura 5.34. Curvas fuerza-desplazamiento obtenidas numéricamente para diferentes valores de tamaño de la celda.	184
Figura 5.35. Energía absorbida frente a energía de impacto para tres espesores de pared de celda de núcleo diferentes. Resultados numéricos.	186
Figura 5.36. Núcleo de espesor de pared de celda de 63.5 μm : Forma de la rotura de la piel superior para un impacto de 35 J.....	187
Figura 5.37. Núcleo de espesor de pared de celda 40 μm : Forma de la rotura de la piel superior para un impacto de 35 J.	188
Figura 5.38. Deformación plástica en el núcleo para impacto de 35J: a) Núcleo de espesor de pared de celda 63.5 μm , b) Núcleo de espesor de pared de celda 40 μm	188
Figura 5.39. Energía absorbida y disipación plástica frente a energía de impacto: a) Espesor de pared de celda de 40 μm , b) Espesor de pared de celda de 63.5 μm	189
Figura 5.40. Energía absorbida frente a energía de impacto para diferentes valores de límite elástico.....	191

Figura 5.41. Tensión de Von Mises para viga con valor del límite elástico del núcleo de 62.5 MPa. Energía de impacto de 20 J.....	192
Figura 5.42. Energía absorbida y disipación plástica del núcleo frente a energía de impacto para valor de límite elástico 250 MPa.	192
Figura 5.43. Energía absorbida y disipación plástica del núcleo frente a energía de impacto para valor de límite elástico 62.5 MPa.	193
Figura 5.44. Energía absorbida frente a energía de impacto para tres espesores de piel de material compuesto diferentes. Resultados numéricos.....	194
Figura 5.45. Deformación plástica en el núcleo para energía de rotura de la piel superior: a) Núcleo de pieles de espesor 1.5 mm, b) Núcleo de pieles de espesor 2.5 mm.....	195

Índice de tablas

Tabla 2.1. Propiedades de la fibra de carbono (Miravete, 2000).	16
Tabla 2.2. Modos de fallo producidos en vigas sándwich (Honeycomb design technology - HexCel Composites).	36
Tabla 3.1. Características mecánicas del tejido AS4/8552 proporcionadas por el fabricante.	49
Tabla 3.2. Características resistentes del tejido AS4/8552 proporcionadas por el fabricante.	50
Tabla 3.3. Características generales de la resina epoxi 8852 (S. Osuna, 2010)	50
Tabla 3.4. Características del núcleo de nido de abeja de aluminio 3003.	51
Tabla 3.5. Especificaciones técnicas de la máquina de ensayos INSTRON 8516.	52
Tabla 3.6. Especificaciones técnicas de la torre de caída Ceast-Fractovis 6785.	57
Tabla 3.7. Masas empleadas en los ensayos de flexión dinámica.	60
Tabla 3.8. Fuerza máxima obtenida en cada ensayo.	78
Tabla 3.9. Máximos desplazamientos de las pieles superior e inferior.	80
Tabla 3.10. Energía de impacto y energía absorbida en cada ensayo.	84
Tabla 3.11. Fuerza máxima obtenida en cada ensayo (percutor de 20 mm).	88
Tabla 3.12. Máximos desplazamientos de las pieles superior e inferior (percutor de 20 mm).	90
Tabla 3.13. Energía absorbida en cada ensayo (percutor de 20 mm).	92
Tabla. 4.1. Variables adimensionales del sistema.	116
Tabla. 4.2. Denominación de los parámetros adimensionales del sistema	116
Tabla 4.3. Propiedades de las vigas sándwich de material compuesto y núcleo de nido de abeja.	119
Tabla 4.4. Correspondencia entre energía de impacto y velocidad de impacto del percutor.	120
Tabla 4.5. Fuerza de contacto máxima experimental y analítica.	124
Tabla 4.6. Tiempo para el que se alcanza el valor de fuerza máxima (experimental y analítico).	125
Tabla 4.7. Tiempo de contacto experimental y analítico.	126
Tabla 4.8. Rangos de variación a estudio para cada grupo adimensional.	128
Tabla 5.1. Modos de fallo considerados en el criterio de rotura de Hou (2000).	147
Tabla 5.2. Propiedades de la aleación de aluminio 3003 utilizada en el núcleo de nido de abeja (www.efunda.com).	149
Tabla 5.3. Geometría del modelo de flexión dinámica en tres puntos.	156
Tabla 5.4. Valores de tensión pico y tensión de aplastamiento para diferentes alturas de núcleo.	180
Tabla 5.5. Valores de fuerza pico y fuerza de aplastamiento para diferentes espesores de pared de celda de núcleo.	182
Tabla 5.6. Valores de fuerza pico y fuerza de aplastamiento para diferentes valores de límite elástico del material.	183
Tabla 5.7. Valores de fuerza pico y fuerza de aplastamiento para diferentes tamaños de celda.	184

Capítulo 1.

Introducción

1.1. Motivación

El desarrollo de los materiales compuestos es propio de mediados del siglo XX y principios del XXI y su uso en la fabricación de elementos estructurales ha tenido un crecimiento constante durante las últimas décadas. Este aumento se ha debido principalmente al reemplazamiento de materiales tradicionales, como puedan ser el acero y el aluminio, lo que sugiere que, en algunos aspectos, los materiales compuestos poseen propiedades superiores a los mismos.

De forma general, un material compuesto es aquel que resulta de la unión de otros dos materiales sin perder su carácter heterogéneo a nivel macroscópico. Sus propiedades mecánicas son superiores a las que poseen sus constituyentes por sí solos, proporcionándole unas características muy atractivas para determinados sectores industriales. Las principales ventajas de los materiales compuestos aparecen cuando se consideran sus propiedades específicas, especialmente la rigidez y la resistencia por unidad de peso.

Estas propiedades específicas hacen que el peso de los componentes fabricados con materiales compuestos pueda reducirse en relación con el uso de materiales tradicionales, y su utilización en la fabricación de elementos estructurales se ha extendido a muchos campos de la ingeniería (aeroespacial, automoción, naval, construcción, etc.). Esta expansión viene motivada por la especial preocupación por el medioambiente mostrada por estas industrias en los últimos años, habiéndose convertido el peso de cualquier estructura en un factor crítico para promover el ahorro energético.

Los materiales compuestos se emplean ampliamente en la fabricación de estructuras sándwich gracias a sus buenas propiedades específicas. Este tipo de estructuras están formadas por dos pieles de un material de alta rigidez y resistencia y por un núcleo ligero. La rigidez a flexión de las estructuras así formadas se ve aumentada con respecto a los componentes por separado sin que este hecho aumente significativamente su peso, lo que los hace muy

apropiados para aquellas aplicaciones donde las cargas de flexión sean predominantes.

Destaca el uso de estructuras sándwich con pieles de laminado en muchas aplicaciones industriales donde el peso es un factor clave, especialmente en la industria aeronáutica (figura 1.1) y aeroespacial (figura 1.2). Las estructuras sándwich más empleadas en aplicaciones aeroespaciales suelen estar formadas por pieles de laminado de carbono/epoxi con núcleos de nido de abeja de aluminio. En el estudio desarrollado en esta Tesis Doctoral, esta ha sido la configuración sándwich utilizada.

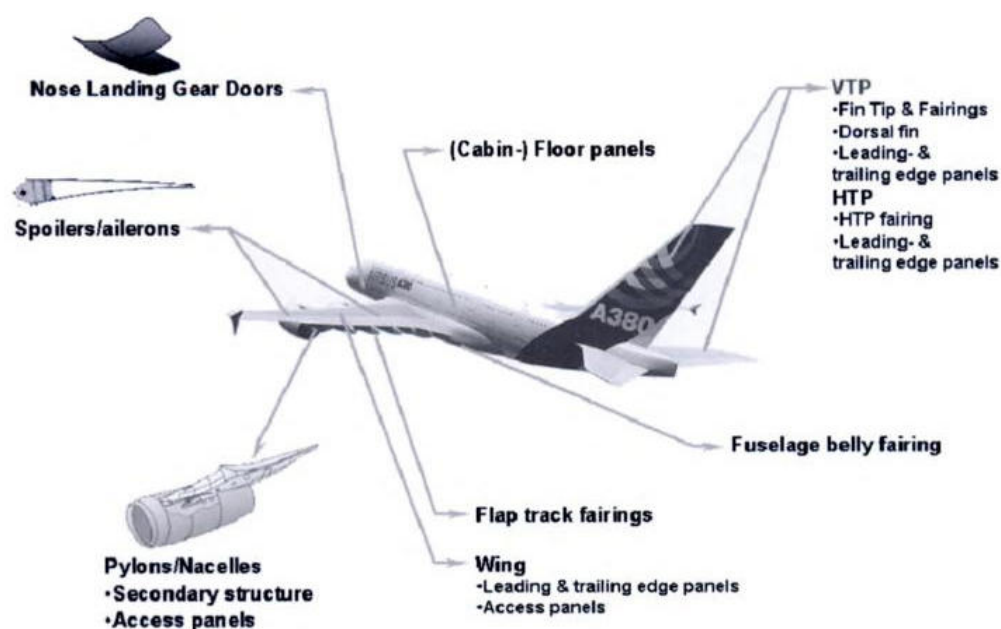


Figura 1.1. Uso de estructuras sándwich en la aeronave A380 (Herrmann et al. 2005).

La presencia del núcleo aumenta la capacidad de absorción de energía de dichas estructuras, ya que adicionalmente a la absorbida por la generación de daño en las pieles de material compuesto (rotura de fibra, agrietamiento de matriz, delaminación, etc.) hay que considerar la energía disipada por la deformación y aplastamiento por compresión del núcleo.



Figura 1.2. Cofia de la carga útil del lanzador europeo Ariane 5, realizada con estructura sándwich de carbono/epoxi y núcleo de aluminio.

Una de las mayores preocupaciones que conlleva la utilización de configuraciones sándwich con pieles de material compuesto cuando forman parte de elementos estructurales, es su comportamiento frente a cargas impulsivas, debido a la pérdida de resistencia y rigidez que se puede producir. Es especialmente preocupante el comportamiento frente a impactos de baja velocidad que pueden producirse sobre la superficie de las pieles debido a un objeto extraño (i.e. caída de herramientas en operaciones de fabricación y/o mantenimiento), dado que pueden producir daños difícilmente detectables que reduzcan su resistencia hasta en un 50%.

A este respecto se pueden encontrar en la literatura científica muchos trabajos centrados en el estudio de impactos a baja velocidad sobre placas sándwich, pero la cantidad de estudios que involucran a vigas es mucho menor y, sin embargo, muchos de los elementos estructurales primarios presentes en ingeniería son equiparables a esta tipología estructural. Los brazos de satélite, las palas del rotor y el cono de cola de un helicóptero, las palas de un aerogenerador, etc. están fabricados con estructuras sándwich y pueden analizarse en una primera aproximación como vigas (figura 1.3). Es fundamental, por tanto, conocer su comportamiento bajo cargas complejas que pueden acontecer durante su vida útil.

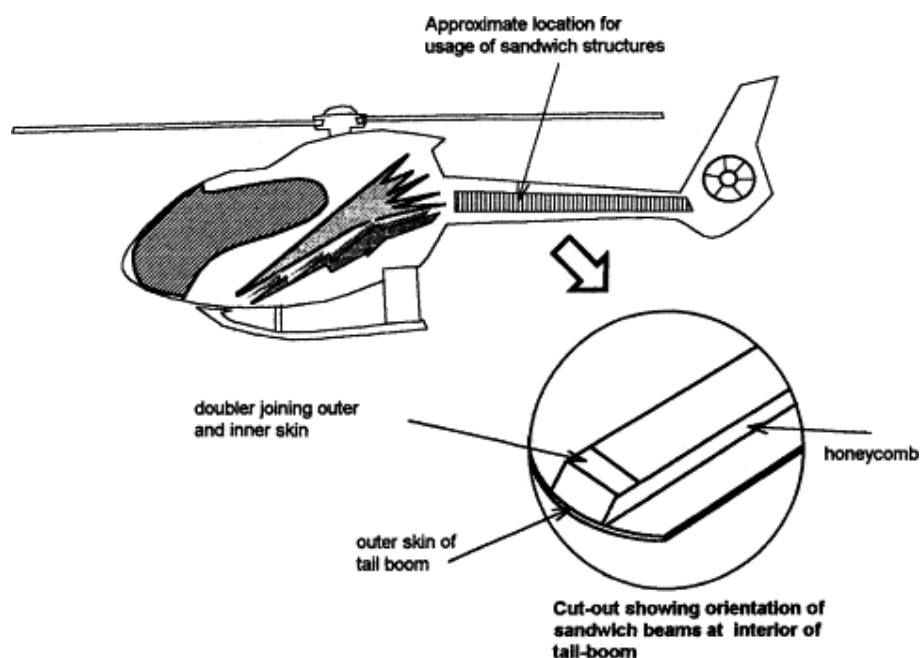


Figura 1.3. Ejemplo de aplicación de vigas sándwich en aeronaves (Chai et al., 1999).

Conocer el comportamiento de vigas sándwich tanto para energías de impacto en las que no se ha producido daño visible como para en las que sí, se hace esencial; pero esta tarea se complica debido a la existencia del núcleo, que posee características muy diferentes a las pieles a las que se encuentra unido.

El comportamiento de una estructura sándwich depende de todos los elementos que lo conforman y sin un análisis exhaustivo de lo que acontece tanto en las pieles de material compuesto como en el núcleo, sobre todo a las propiedades en la dirección en la que resultará comprimido tras el impacto, es difícil predecir si la estructura se ha visto comprometida de alguna manera por el impacto, así como su reacción frente a éste. Los núcleos de las estructuras sándwich pueden tener un efecto decisivo en el proceso de absorción de energía y en la integridad estructural de los elementos de los que forman parte.

Los estudios experimentales facilitan el conocimiento de la respuesta frente a impacto que presentan las estructuras sándwich, pero no proporcionan la totalidad de la misma, pues éstos son finitos y están sometidos a ciertas características físicas que no se pueden variar. Este hecho limita la cantidad de información que de ellos se puede obtener y, sin embargo, es importante

determinar que parámetros dominan la dinámica de la respuesta de las estructuras frente a un evento de este tipo, así como su variación afecta al comportamiento de las mismas. La flexibilidad que se obtiene mediante el uso de modelos analíticos y numéricos, ante la variación de ciertos parámetros, resulta muy útil en el análisis del comportamiento de estructuras.

Valorando todos estos hechos, se puede considerar que analizar más en detalle la respuesta de vigas de material sándwich con pieles de material compuesto ante impactos de baja velocidad, resulta un interesante campo de investigación por explorar y desarrollar.

1.2. Objetivos

Con el desarrollo de la investigación llevada a cabo en la presente Tesis Doctoral se pretende analizar la respuesta frente a cargas impulsivas de baja velocidad de vigas sándwich, utilizando una combinación de herramientas numéricas y ensayos experimentales. Las pieles de las vigas sándwich a estudio están formadas por laminados de fibra de carbono y matriz epoxi, y el núcleo es un nido de abeja de aluminio.

Para la consecución de este objetivo de carácter general se han planteado los siguientes objetivos específicos:

- Desarrollo de un modelo analítico simplificado que permita estimar la respuesta global de la viga sándwich, incluyendo en el modelo los aspectos principales de la física del fenómeno de impacto. El modelo se formulará en variables adimensionales para definir los grupos de parámetros más relevantes y que controlan la respuesta del sistema.
- Implementación de un modelo en Abaqus/Explicit para simular el comportamiento de las vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad, analizando aspectos de la respuesta que no se pueden obtener mediante el modelo analítico o los ensayos experimentales.

- Desarrollo de metodologías específicas para la realización de los ensayos experimentales en condiciones dinámicas ante la ausencia de normativa o procedimientos estandarizados.
- Validación de los modelos analítico y numérico mediante ensayos experimentales empleando variables globales como la fuerza de contacto, el desplazamiento y la energía absorbida.
- Estudio mediante simulaciones numéricas de la influencia de la variación de ciertos parámetros, tanto del núcleo como de las pieles, en la respuesta frente a impacto de las vigas sándwich.

1.3. Contenido

Esta Tesis Doctoral se ha dividido en seis capítulos, el primero de los cuales es este y en él se recoge la justificación de la misma, así como los objetivos planteados para su consecución.

En el segundo capítulo se expone una breve introducción a las estructuras sándwich y un resumen de los estudios más relevantes realizados por otros autores en relación con los problemas planteados.

En el tercer capítulo se describen detalladamente los ensayos experimentales realizados, así como la metodología empleada para llevarlos a cabo. También se analizan los resultados obtenidos, que posteriormente se utilizan para la validación de los modelos numéricos desarrollados.

El capítulo cuarto está dedicado a la descripción del modelo analítico implementado, así como a su adimensionalización y al análisis de los resultados obtenidos.

En el capítulo quinto se presentan los modelos numéricos utilizados para poder simular el comportamiento frente a impactos de baja velocidad de las vigas sándwich mediante el uso del código comercial Abaqus/Explicit, analizando los resultados obtenidos. Se expone también el estudio de la influencia en dicho

comportamiento de la variación de diversos parámetros del núcleo y de las pieles.

En el capítulo sexto aparecen las principales conclusiones y se presentan las posibles líneas de trabajo futuro.

Finalmente se incluye la bibliografía consultada para la realización de esta Tesis Doctoral.

Capítulo 2.

Antecedentes

2.1. Introducción

La industria del sector del transporte ha sido el ámbito en el que las estructuras sándwich han alcanzado un mayor desarrollo durante las últimas décadas, caracterizándose por la tendencia a ir reemplazando componentes estructurales fabricados con materiales tradicionales (acero, aluminio, etc.) por materiales compuestos y sándwich. Este aumento de la utilización de materiales avanzados se ha producido fundamentalmente en las industrias aeroespacial y de la automoción, áreas en las que se busca la reducción de peso para aumentar la eficiencia en sus diseños, pero sin disminuir la seguridad de sus usuarios.

Las estructuras sándwich más utilizadas en aplicaciones donde el ahorro de peso y las altas prestaciones son factores importantes, son aquellas compuestas por pieles de laminados de fibra de carbono y núcleo de nido de abeja. Estas presentan unas excelentes propiedades mecánicas de resistencia y rigidez a flexión, además de una alta capacidad de absorción de energía que, por la presencia del núcleo, se suele manifestar de forma progresiva.

Muchos de los elementos estructurales de los que forman parte presentan tipología viga, como por ejemplo el cono de cola de un helicóptero, las palas de un aerogenerador, el parachoques de un vehículo, barras laterales de protección, etc. Para realizar un diseño eficiente hay que tener en cuenta las solicitaciones a las que van estar sometidos durante su vida en servicio, ya sean de carácter habitual como accidental. El estudio del comportamiento frente a cargas impulsivas es de gran importancia, debido a la pérdida de resistencia y rigidez que se puede producir. Especialmente preocupante es su respuesta frente a impactos de baja velocidad (i.e. caída de herramientas en operaciones de fabricación y/o mantenimiento) dado que se pueden producir daños difícilmente detectables que reduzcan su resistencia hasta en un 50%.

Para conocer con detalle cómo se han abordado los aspectos indicados y poder avanzar en su conocimiento, es necesario conocer los estudios previos existentes, realizándose en este capítulo una breve presentación de los mismos.

También se presenta una breve descripción de las estructuras sándwich, y de los componentes más utilizados como pieles y núcleos, centrada en pieles de laminados de fibra de carbono y núcleos de nido de abeja de aluminio, componentes de la estructura sándwich utilizada en la presente Tesis.

2.2. Introducción a los materiales sándwich

Una estructura sándwich está constituida por dos pieles finas de material resistente entre las que se interpone un núcleo de cierto espesor y material muy ligero (figura 2.1). Las pieles suelen poseer altas propiedades mecánicas, en concreto alta resistencia y rigidez. El núcleo tiene, por lo general, baja densidad, así como alta resistencia y rigidez a cortadura, por lo que es muy común que esté constituido por algún tipo de espuma polimérica o por aluminio en forma de nido de abeja (*honeycomb*).

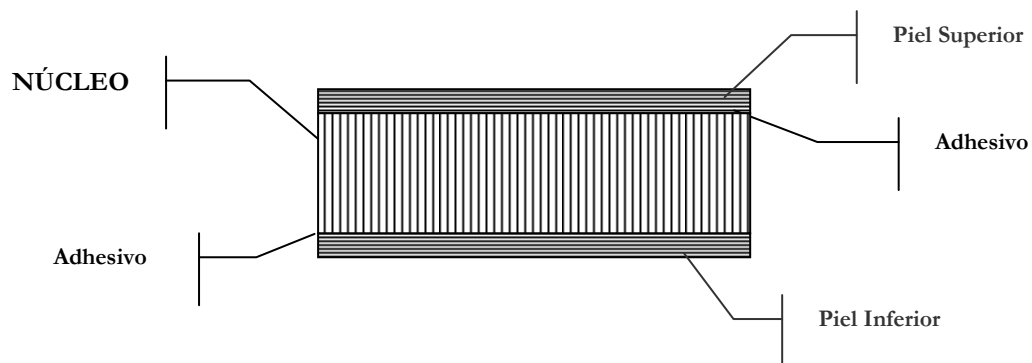


Figura 2.1. Estructura sándwich.

El concepto de estructura sándwich es fácil de encontrar de diversas formas en la naturaleza. Los huesos que conforman el esqueleto humano presentan ciertas similitudes con estructuras sándwich de núcleos de espuma (Herrmann et al., 2005) y al igual que la naturaleza necesita dotar al esqueleto humano de estructuras ligeras que proporcionen la mayor resistencia y rigidez posibles frente a las cargas complejas a las que se encuentran sometidas, el objetivo primordial de una estructura sándwich utilizada en aplicaciones ingenieriles es el de producir una estructura rígida y ligera.

Esta razón es lo que lo convierte en un tipo de construcción muy útil en aplicaciones donde se requieren esas características, como puede ser el sector aeroespacial y el de la automoción.

Para comprender mejor el funcionamiento de una estructura sándwich, ésta se suelen comparar a una viga en I (figura 2.2).

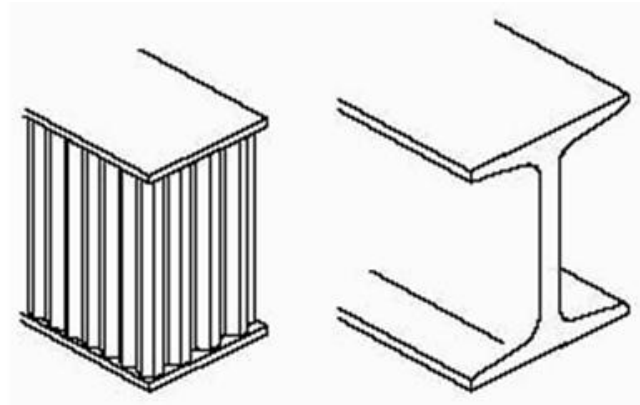
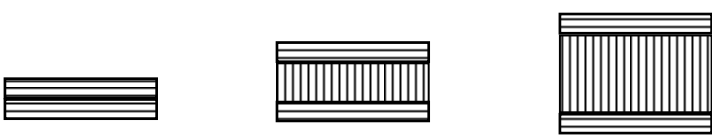


Figura 2.2. Analogía entre una viga en I y una estructura sándwich.

Los perfiles en I presentan un buen comportamiento bajo flexión cuando ésta es provocada por un momento flector cuya dirección vectorial sea perpendicular al alma central. En ese caso, las alas se encargan de soportar los esfuerzos de tracción y compresión a los que se ven sometidas bajo la acción, mientras que la sección central o alma tiene como misión principal la de soportar las cargas de cortadura, así como encargarse de unir las alas del perfil y evitar que éstas se deformen. La sección central puede ser mucho más estrecha que las alas del perfil, disminuyendo el peso global de la estructura.

Las vigas sándwich se comportan de manera similar bajo flexión; pero el núcleo, que actúa de alma en la estructura, tiene la misma anchura que las pieles a las que va unido, lo que aparentemente sería un incremento en el peso, pero este hecho se compensa debido a la ligereza del material del que está compuesto el núcleo, que suele ser mucho menos rígido y más ligero que las pieles.

Aunque el comportamiento global de la estructura sándwich dependerá esencialmente de las propiedades que tengan las pieles, la rigidez a flexión y resistencia que presenta una estructura sándwich, sin apenas aumentar su peso, es mayor que la que puede proporcionar el material de las pieles actuando solo (figura 2.3).



	Material sólido	Núcleo espesor e	Núcleo espesor $3e$
Rigidez	1.0	7.0	37.0
Resistencia a flexión	1.0	3.5	9.2
Peso	1.0	1.03	1.06

Figura 2.3. Efecto de la configuración tipo sándwich en la rigidez y la resistencia a flexión de una estructura.

Los materiales que componen tanto las pieles como el núcleo hacen que la estructura sándwich tenga diferentes propiedades, por lo que resulta fundamental conocer el propósito de la estructura y las solicitaciones a las que se verá sometida durante su vida útil.

2.2.1. Pieles

Las pieles de una estructura sándwich pueden ser de cualquier material que se presente en forma de láminas de pequeño espesor y se dividen principalmente en dos grupos:

- **Metálicos:** acero, acero inoxidable, aluminio, diversas aleaciones.
- **No metálicos:** contrachapado, materiales compuestos, etc.

Normalmente las pieles son idénticas en material y espesor, pero en casos especiales pueden diferir en material, espesor o en ambos. Este puede ser el caso en el que una de las caras soporta mayor carga que la otra o que una de las

caras deba soportar altas temperaturas o un ambiente corrosivo. Generalmente, como se ha apuntado anteriormente, las propiedades de las pieles suelen ser mejores que las del núcleo, siendo las más significativas:

- Altas resistencias a tracción y a compresión.
- Rigidez elevada, sobre todo a flexión.
- Alta resistencia a impacto.
- Buen acabado superficial.

○ Piel de materiales compuestos

Se entiende por material compuesto aquel formado por dos o más componentes, de forma que las propiedades del material resultante de su unión sean superiores a las que poseen los componentes por separado (Miravete et al., 2000). Algunas de las propiedades que pueden resultar mejoradas tras la unión son: resistencia mecánica, rigidez, ligereza, aislamiento térmico y acústico, resistencia al desgaste y a la fatiga, diseño estructural. Podría decirse que la base de los materiales compuestos modernos son los polímeros sintéticos. Para aplicaciones donde la resistencia y rigidez del material se hacen críticas, es importante reforzar la base polimérica con otros materiales de manera que el resultado supere en propiedades a sus constituyentes (Barbero, 1999). Algunos ejemplos de aplicaciones de materiales compuestos se observan en la figura 2.4.



Figura 2.4. Aplicaciones de los materiales compuestos: a) Aeronaves b) Monocascos.

Entre los refuerzos existentes, los materiales compuestos reforzados mediante fibras se caracterizan por sus altas propiedades. Muchas de las propiedades de los materiales compuestos fibrosos son altamente dependientes de parámetros microestructurales, como el diámetro y longitud de las fibras (Hull, 1987). Los componentes de altas prestaciones consisten en capas o láminas apiladas en una ordenación predeterminada para alcanzar las propiedades óptimas. Un apilado de láminas se llama laminado y es la construcción típica del material usado para producir elementos con alta rigidez en aeronaves.

Las fibras presentes en las láminas pueden ser largas o cortas. A pesar de que la resistencia mecánica de las fibras cortas (*whiskers*) es superior a la encontrada en las fibras largas, resulta más sencillo orientar en la dirección deseada las fibras largas dentro de las láminas de material compuesto y por ello son ampliamente utilizadas.

Las fibras de vidrio y de carbono son las más utilizadas como refuerzo en la fabricación de materiales compuestos de matriz polimérica. Las fibras de vidrio dan al material prestaciones medias, mientras que las de carbono dan prestaciones altas, lo que las convierten en el material perfecto para conformar pieles de materiales sándwich destinados a aplicaciones aeronáuticas y aeroespaciales. El material sándwich a estudio se compone de pieles de material compuesto reforzadas por fibra de carbono en matriz epoxi.

Fibra de carbono

La fibra de carbono es un material excepcional para estructuras sometidas a cargas repetitivas o a fatiga ya que sus propiedades mecánicas apenas se ven afectadas por las cargas cíclicas (Miravete et al., 2000). Su comportamiento en condiciones estáticas, presenta propiedades muy elevadas tanto en las fibras de alto módulo como de alta resistencia.

Las principales propiedades de la fibra de carbono son:

Tabla 2.1. Propiedades de la fibra de carbono (Miravete et al., 2000).

Designación	Alta resistencia (HR)	Alto módulo (HM)	III
Diámetro de hilo (um)	8	7	7-8
Densidad (kg/m ³)	1740-1760	1810-1870	1820
Módulo de elasticidad (GPa)	230	390	290
Resistencia a tracción (GPa)	2.6-5	2.1-2.7	3.1
Elongación a la rotura (%)	2	0.7	1.1
Módulo específico	130	210	160
Coefficiente de expansión térmica (10 ⁻⁶ °C)	2.56	2.56	2.56

Entre sus características, destacan las siguientes:

- Su baja densidad (1600 kg/m³) asegura altas propiedades mecánicas específicas, tanto en rigidez como en resistencia.
- Tiene un coeficiente de dilatación muy bajo, lo que permite una gran estabilidad dimensional a las estructuras y una conductividad térmica elevadas.
- Tiene una resistencia a la fatiga asombrosa, la más elevada hasta ahora conocida.
- No presenta plasticidad, el límite de rotura coincide con el límite elástico.
- Tienen los inconvenientes del coste, la baja resistencia al impacto de baja energía y las diferencias de potencial que engendran al contacto con los metales que pueden favorecer corrosiones de tipo galvánico.

A partir de las temperaturas del tratamiento de calentamiento, se han identificado tres tipos diferentes de fibras de carbono (Miravete et al., 2000):

- **Fibra de carbono de alto módulo (HM)**, alcanza mayor temperatura de tratamiento por lo que es la más rígida.

- **Fibra de carbono de alta resistencia (HR)**, es la más fuerte y se carboniza a la temperatura que proporciona la mayor resistencia a tracción.
- **La fibra de carbono (III)** es la más barata, y la que tiene la temperatura más baja en el tratamiento. La rigidez es menor que en las anteriores pero la asistencia es buena

Tejidos

Una de las características más interesantes de los materiales compuestos reforzados por fibras, es que sus propiedades se pueden utilizar para soportar condiciones de carga diferentes, conduciendo a un proceso de diseño más allá de la pura elección de material.

Introduciendo en la matriz arreglos ortogonales de refuerzos, es decir, con fibras a $0^\circ/90^\circ$, se obtienen buenas resistencias en dos direcciones perpendiculares, mientras que disposiciones más complejas, como capas con fibras $0^\circ/\pm 45^\circ/90^\circ$, proporcionan refuerzo en varias direcciones.

Los laminados de fibras continuas se fabrican normalmente por contacto de láminas unidireccionales distintas a ángulos predeterminados antes de la consolidación final, pero un procedimiento alternativo que ofrece algunas ventajas en determinadas aplicaciones es tejer las fibras en un tejido antes de incorporarlas a la matriz.

Según la forma de cruzarse, las armaduras más corrientes para tejido son (Miravete et al., 2000):

- **Telas o tafetanes:** Los hilos de trama y urdimbre se entrecruzan alternativamente.
- **Satén:** Los hilos de trama y urdimbre están entrecruzados según un orden y una frecuencia programados a fin de obtener un aspecto unido, no estando los puntos de ligadura dispuestos en orden.

- **Sarga:** Los hilos de trama y urdimbre están entrecruzados según un orden y una frecuencia programados a fin de obtener líneas diagonales características de este tipo de tejido.
- **Unidireccionales:** El número de hilos en un sentido es muy superior que en el otro.
- **Bidireccional deformable:** La sinuosidad de los hilos es suprimida y los hilos están dispuestos en capas colocadas a 90° o unas sobre las otras y ligadas entre ellas por un pequeño hilo que representa menos del 10% del total.

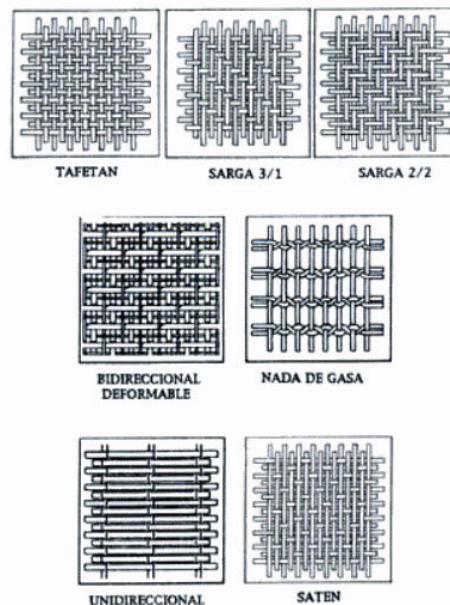


Figura 2.5. Diferentes configuraciones de tejidos (Miravete et al., 2000).

2.2.2. Núcleos

El núcleo puede ser de casi cualquier material o estructura, variando su altura, densidad o rigidez, y consiguiendo así diferentes propiedades, pero en general se tratará de un material ligero (figura 2.6).

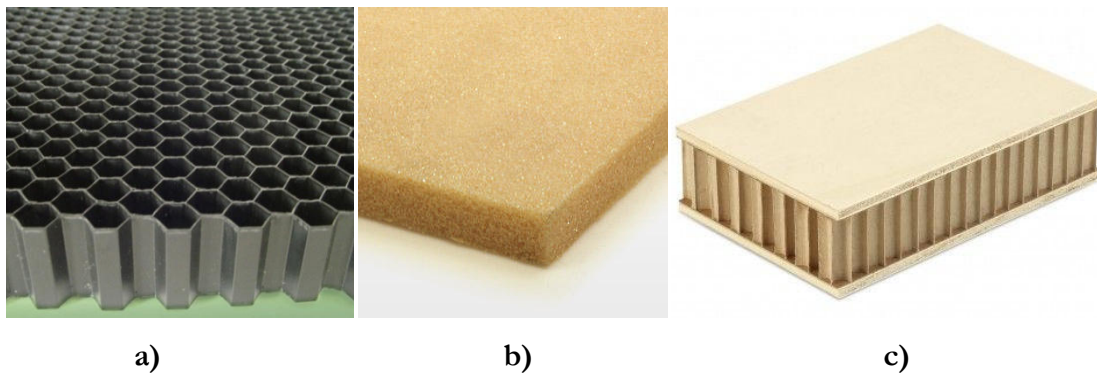


Figura 2.6. Tipos de núcleos para fabricar materiales sándwich: a) Nido de abeja de aluminio, b) Espuma de PVC, c) Nido de abeja de madera.

Una clasificación de los núcleos utilizados en las estructuras sándwich atendiendo en la forma en que se apoyan las pieles de la estructura sobre ellos, se presenta en la figura 2.7.

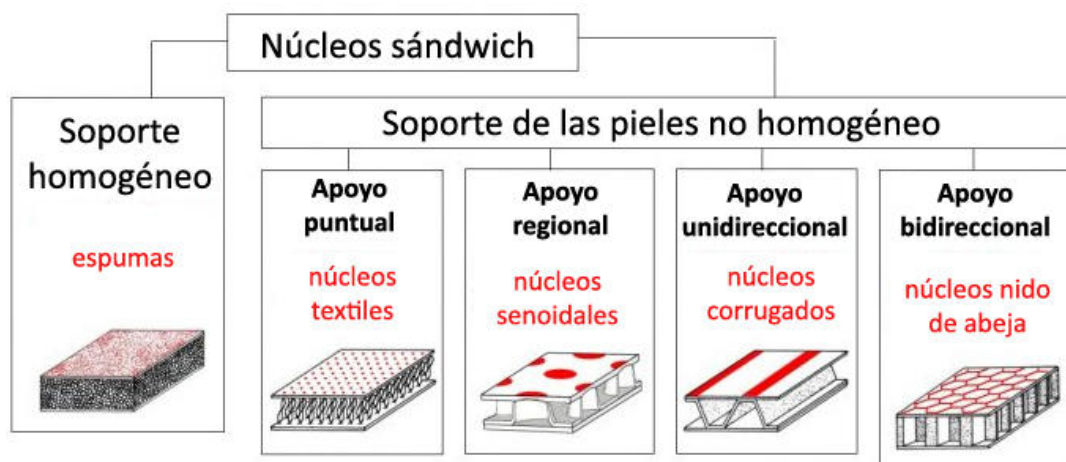


Figura 2.7. Tipos de núcleos para fabricar materiales sándwich atendiendo a la forma en que se apoyan las pieles de la estructura sobre ellos.

- **Núcleos de espuma:** Los materiales homogéneos, como por ejemplo las espumas de poliuretano o de PVC, se utilizan con mucha frecuencia en aplicaciones de bajo coste (como por ejemplo, construcción o automoción). Sus propiedades a compresión fuera del plano y su respuesta a cortadura son inferiores en comparación con las obtenidas con núcleos de nido de abeja.

- **Núcleos textiles:** La reducción del coste en algunas aplicaciones han forzado el desarrollo de núcleos tipo textil, que proporcionan apoyo puntual a las pieles del material sándwich.
- **Núcleos corrugados y senoidales:** Los núcleos corrugados son muy económicos por lo que se utilizan en el sector de la automoción y en aplicaciones enfocadas a la construcción. La producción de núcleos corrugados sale muy rentable en términos económicos, sin embargo poseen bajas propiedades mecánicas, sobre todo en comparación con los núcleos de nido de abeja.
- **Núcleos nido de abeja:** Los núcleos nido de abeja ofrecen una buena relación precio/peso debido a sus excelentes propiedades específicas. A diferencia de los núcleos corrugados, cuyas celdas se encuentran abiertas en la dirección del plano, los núcleos nido de abeja poseen paredes verticales y sólo presentan aberturas fuera del plano, por lo que soportan las pieles de la estructura sándwich de forma bidireccional. Son los más utilizados en las industrias aeronáutica y aeroespacial.

○ Núcleos de nido abeja

Las celdas de los paneles de abeja, con su forma prismática de celdas hexagonales, dan nombre a este tipo de núcleo (figura 2.8.). Normalmente las formas que se repiten en este tipo de núcleos están formadas por filas de hexágonos regulares, pero también hay núcleos de nido de abeja formados por triángulos, cuadrados, rombos, etc. (Gibson y Ashby, 1997).

Se realizan a partir de láminas delgadas de diversos materiales, tanto metálicos como no metálicos cuyas propiedades, unidas al espesor de la lámina, la forma y el tamaño de la celda formada, pueden variarse considerablemente y conducir a productos con un amplio margen de densidades, resistencias, etc. (Miravete et al., 2000).

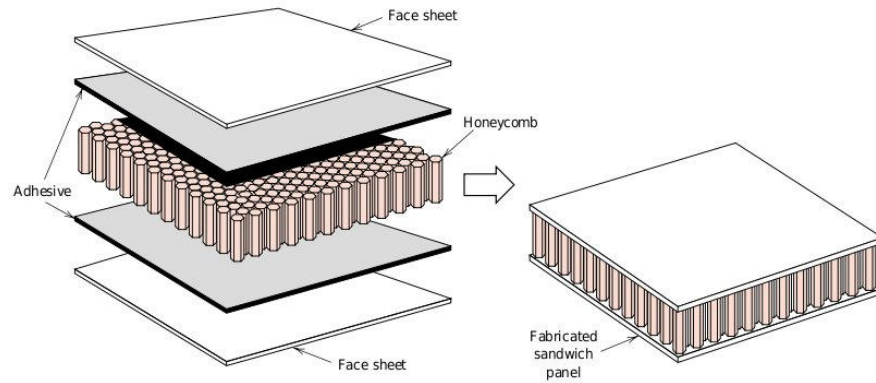


Figura 2.8. Estructura sándwich con núcleo nido de abeja.

Las propiedades físicas y mecánicas de los materiales de núcleo de nido de abeja están fuertemente influenciadas por las propiedades de los materiales a partir de los cuales se fabrican. Sin embargo, algunas propiedades significativas de los núcleos de nido de abeja son más relativas a la geometría que a los materiales básicos que la forman y se enumeran a continuación (figura 2.9):

- Forma de la celda (hexagonal, triangular, etc.).
- Tamaño de la celda.
- Espesor de pared de celda.
- Altura del núcleo.

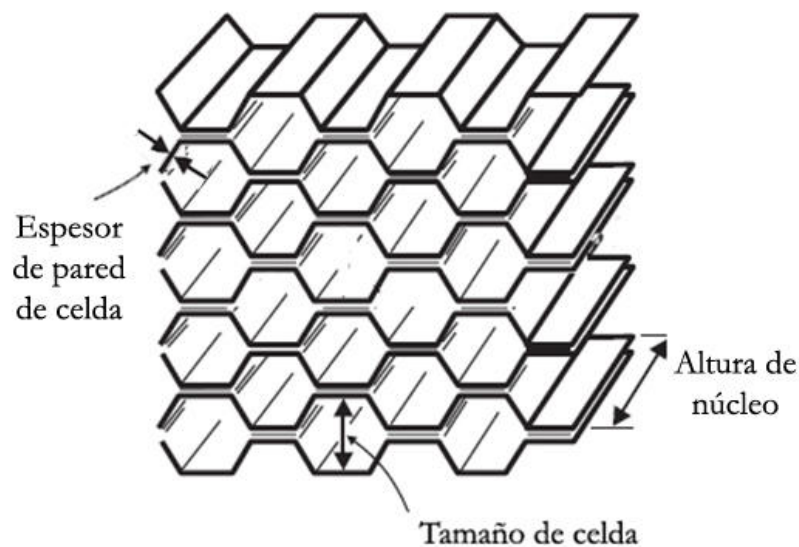


Figura 2.9. Parámetros geométricos básicos de un núcleo de nido de abeja.

Dos son los métodos para la fabricación de núcleos de nido de abeja: procesos de expansión y procesos de corrugados u ondulación (Miravete et al., 2000). De los dos métodos el más empleado es el de expansión.

- **Procesos de expansión:** Se utiliza tanto para metales como para no metales. La mayoría de los nidos de abeja se fabrican mediante este procedimiento. Sobre láminas del material elegido se distribuye un adhesivo en líneas paralelas, apilando unas láminas sobre otras y curando el conjunto a elevada temperatura en una prensa. Una vez curado se procede a la expansión del bloque.
- **Procesos de corrugado u ondulación:** Se emplea sólo en metales. Las láminas del material seleccionado pasan por unos rodillos corrugadores que le dan la forma final. Posteriormente se aplica el adhesivo y se construye la estructura de nido de abeja.

2.3. Aplicaciones de estructuras sándwich

La industria aeroespacial fue la primera y mayor demandante de este tipo de estructuras y, aun en la actualidad, continua siendo la principal, aunque no sólo se encuentran estructuras sándwich en aviones y vehículos espaciales, sino también en gran cantidad de aplicaciones referidas al transporte terrestre. Europa está a la cabeza en el uso de estructuras sándwich en la construcción de trenes ligeros, aunque también es posible encontrarlos en EEUU. Coches de carreras, lanchas rápidas, esquís, canoas, mesas de billar...son otros ejemplos donde las construcciones sándwich son empleadas.

Algunas de sus principales aplicaciones se enumeran a continuación.

2.3.1. Industria aeronáutica y aeroespacial

Tradicionalmente el aluminio era el material elegido con más frecuencia para la fabricación de la estructura de los aviones; pero los materiales compuestos, y las estructuras sándwich en concreto, han demostrado su eficacia sustituyendo a este material, debido a su extraordinaria relación resistencia/peso. Esto hace

que las estructuras sándwich sean muy utilizadas y apreciadas en este campo (figura 2.10).



Figura 2.10. Aeronaves con elementos estructurales sándwich.

La primera aeronave que incorporó estructuras sándwich en su construcción de manos de su jefe de diseño, E. Bishop, fue el *De Havilland Mosquito* (figura 2.11), uno de los aviones más versátiles de la Segunda Guerra Mundial, sirviendo de cazabombardero, avión de foto-reconocimiento de largo alcance y explorador.

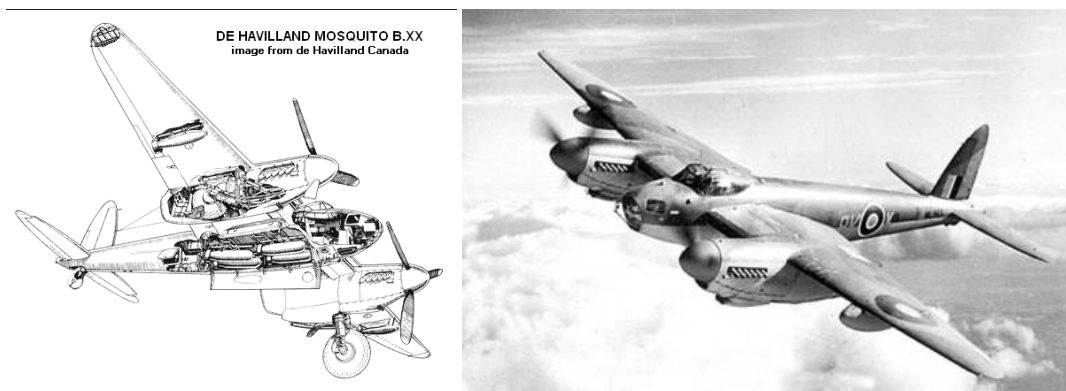


Figura 2.11. Imágenes de la aeronave *De Havilland Mosquito* - 1943.

La figura 2.12 muestra el esquema constructivo de la sección estructural del ala (*wing section*), una sección de cuaderna (*fuselage bulkhead*) y una unión entre tramos de fuselaje (*fuselage joint*) de esta aeronave. En esta aeronave se utilizó madera de una variedad de pino (*Spruce*), y estructuras sándwich formadas por

pieles de madera de contrachapado (*plywood*) y núcleo de madera de balsa (*balsa*).

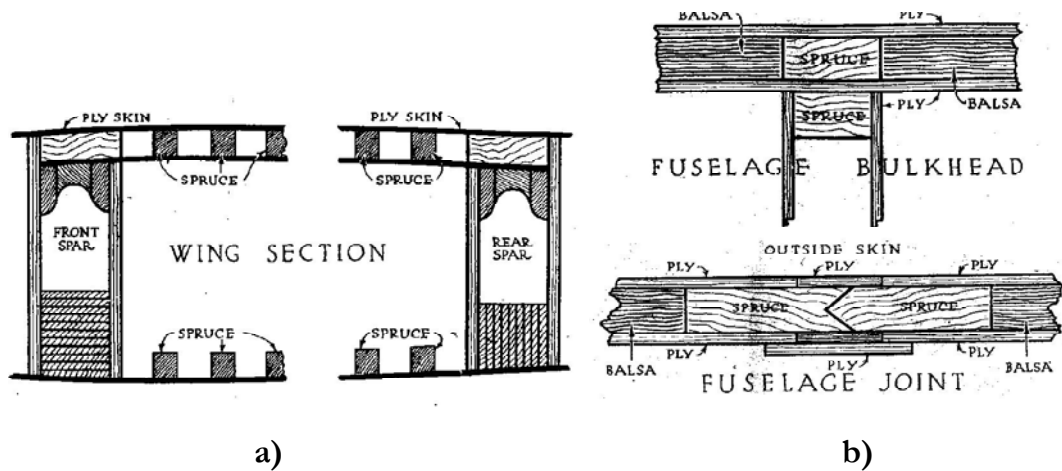


Figura 2.12. Detalles de construcción del avión *De Havilland Mosquito*: a) Sección del ala, b) Sección de la cuaderna y unión del fuselaje.

Desde entonces, las estructuras sándwich se han utilizado en la producción de varias series de aeronaves tales como las *Convair B-58*, *B-70* y *RAAF F-111* (figura 2.13), así como para palas de rotor de helicópteros, satélites y diferentes aplicaciones aeroespaciales.



Figura 2.13. Imagen de la aeronave RAAF F-111.

El uso de estructuras sándwich en el proyecto *Apollo*, que aterrizó con éxito en la Luna en 1969, mostró parte del potencial de las estructuras sándwich en la industria aeroespacial, pues debido a sus especiales características se pudo construir un módulo de comando (figura 2.14) lo suficientemente resistente y

ligero como para soportar las aceleraciones aparecidas en las fase de salida y re-entrada a la atmósfera (Vijayakumar, 2011).

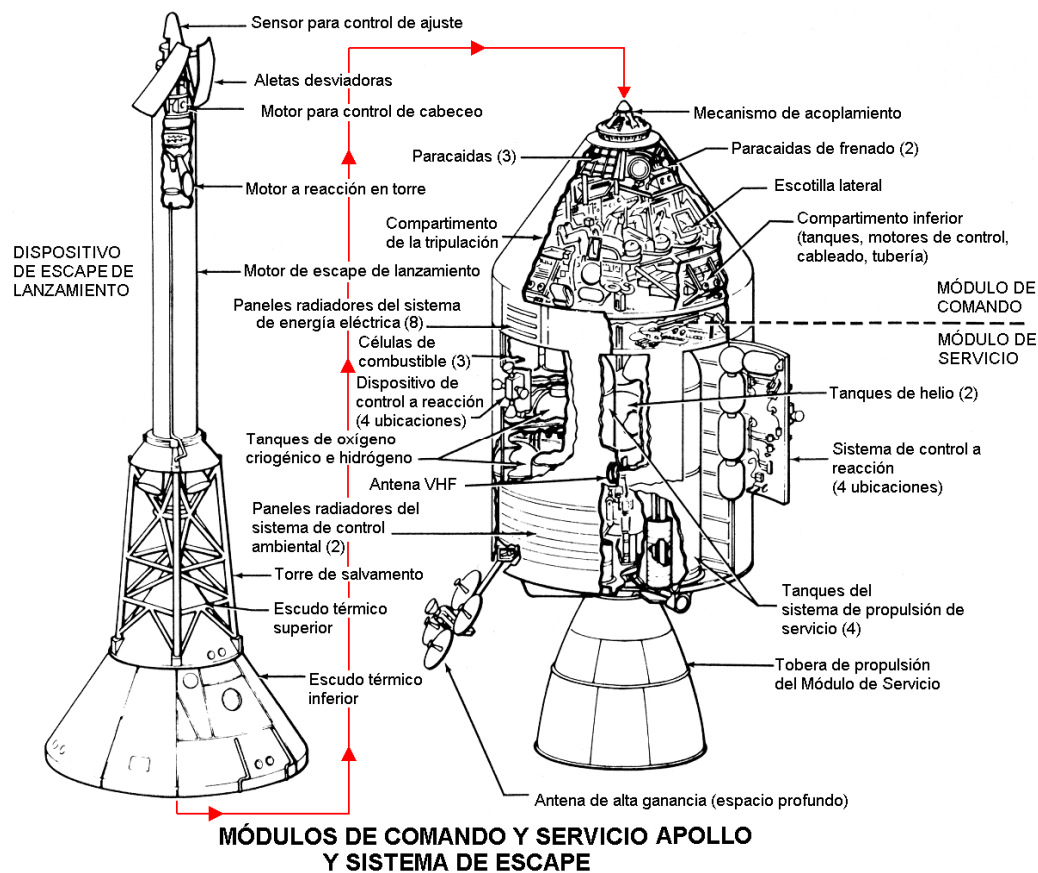


Figura 2.14. Detalles de los módulos de comando y servicio del *Apollo 11*.

La utilización de estructuras sándwich en AIRBUS, comenzó en 1983 con la incorporación en el A310 de un timón de cola de material sándwich con pieles de material compuesto. Desde entonces su uso en elementos estructurales primarios y secundarios se ha ido incrementando.

Los núcleos más utilizados son los de nido de abeja, tanto en la fabricación de aviones comerciales como militares. Debido a las altas prestaciones exigidas, las pieles de las estructuras sándwich que los componen suelen ser de fibra de carbono en matriz epoxi.

Actualmente este tipo de estructuras sándwich se suelen encontrar en el estabilizador horizontal y vertical de cola, así como en el suelo de la cabina de pasajeros, techo y los compartimentos para el equipaje.

2.3.2. Industria de la automoción

La reducción de la cantidad de gases contaminantes expulsados a la atmósfera por parte de los vehículos es uno de los grandes objetivos a alcanzar por parte de la industria de la automoción, y con el aumento del uso de estructuras sándwich en aplicaciones automovilísticas se espera conseguir una considerable reducción de peso y, por tanto, un aumento de su eficiencia.

Muchos estudios se han centrado en el desarrollo de estructuras capaces de soportar cargas de impacto bajo diferentes condiciones de aplicación (figura 2.15). El término *crashworthiness* se define como la capacidad de una estructura para soportar un impacto (Jones, 1989) e implica el estudio de la capacidad de absorción de energía frente a impacto de la misma. En este aspecto las estructuras sándwich han demostrado tener mayor resistencia y mejor capacidad para absorber energía que materiales más tradicionales (Sheshadri, 2006).

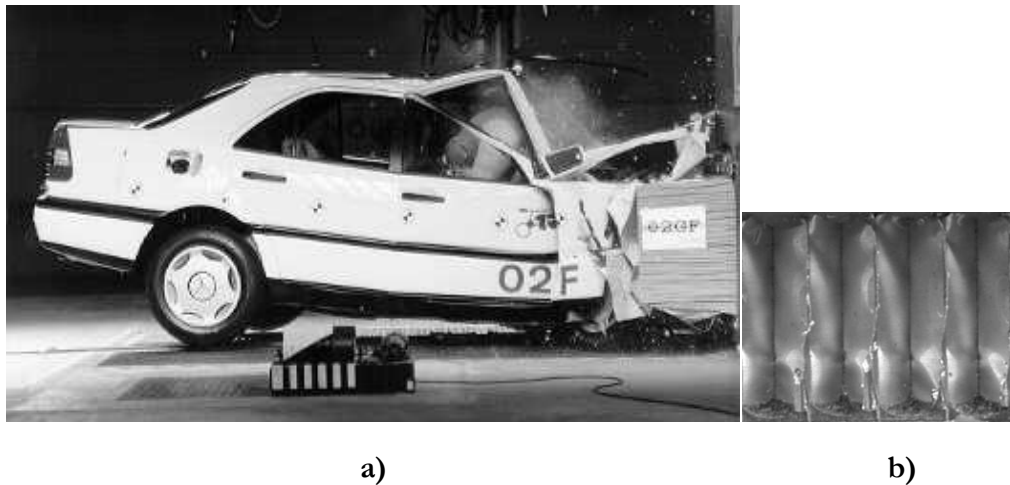


Figura 2.15. a) Ensayo de impacto sobre un coche Mercedes-Benz clase C, b) Fotografía representativa del aplastamiento de un núcleo de nido de abeja (Mohr y Doyoyo, 2004).

Las estructuras sándwich con núcleos de nido de abeja y piel de material compuesto se utilizan mayoritariamente como parte de componentes de choque en vehículos, como pueden ser parachoques frontales y barras laterales de protección (figura 2.16) ya que su característica de compresión uniforme y alta capacidad de absorción de energía, hacen que sean adecuados para este uso. Los núcleos de nido de abeja de aluminio son además anti-inflamables y fácilmente reciclables.

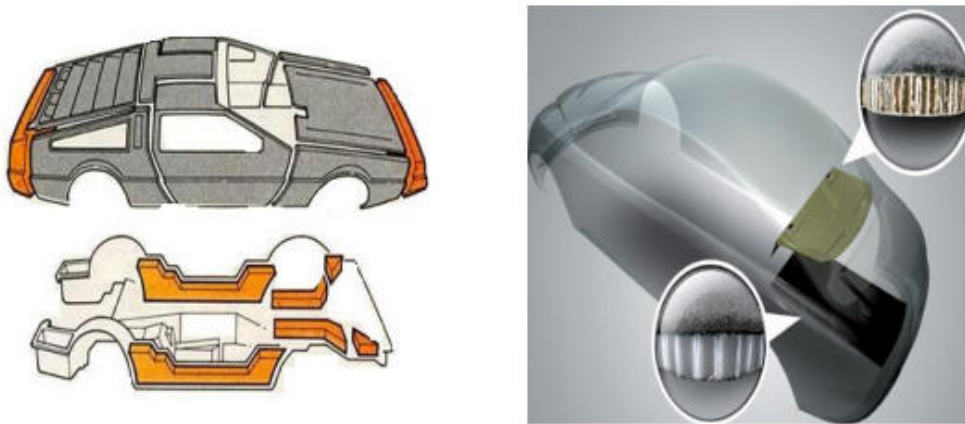


Figura 2.16. Aplicaciones de materiales sándwich en diversas partes de un automóvil (Donga, 2011).

2.3.3. Industria naval

Durante más de 50 años se han utilizado materiales compuestos de tipo polimérico en embarcaciones y otras estructuras marinas (figura 2.17) Las estructuras sándwich se emplean en cascos, superestructuras, cubiertas de barcos y módulos interiores, eligiendo como núcleo de la estructura, las espumas de PVC, la madera de balsa y el nido de abeja.

Fundamentalmente se utilizan materiales sándwich con pieles de fibra de vidrio y núcleos de espuma polimérica. La fibra de vidrio evita la atracción de las minas magnéticas, así como la corrosión del agua salada, y es invisible a los radares. Los núcleos de espuma PVC son ampliamente utilizados en la industria naval, ya que presentan buena resistencia a la penetración del agua y buen aislamiento térmico y eléctrico.



Figura 2.17. Barcos fabricados con materiales sándwich.

Los paneles sándwich con núcleo de nido de abeja de aluminio no son muy habituales en aplicaciones navales, aunque sí se utilizan en embarcaciones deportivas, donde la ligereza de la estructura es fundamental. Aun así, lo más importante en este tipo de estructuras es que exista una perfecta unión entre el núcleo y las pieles. Las técnicas de producción, control de calidad y métodos de inspección deben ser muy exigentes en ese aspecto.

2.3.4. Industria ferroviaria

Si se compara la industria aeroespacial, naval y automovilística con la ferroviaria, esta última es la más lenta en cuanto a la aplicación de los materiales compuestos a su construcción. Europa y Japón son líderes en la aplicación de materiales compuestos en trenes de pasajeros, mientras que en EEUU, su uso se destina más a los trenes de mercancías.

Al igual que ocurre en la industria automovilística, la reducción de peso y por tanto de gasto de combustible, coste y emisiones contaminantes se hace extensivo al diseño de trenes. En la producción de paneles ligeros y resistentes destinados a la industria ferroviaria, se utilizan como núcleos, principalmente, espumas poliméricas, madera de balsa y nido de abeja.



a)



b)



c)

Figura 2.18. Trenes fabricados con materiales sándwich:

a) XTP Australiano, b) ETR 500 Italiano, c) Tren de alta velocidad de China.

En la actualidad los materiales compuestos son la primera opción a la hora de pensar en el diseño de ciertos componentes que posean formas complicadas, o paneles que requieran una alta relación rigidez/peso. Concretamente, las estructuras sándwich se utilizan en los frontales de las locomotoras de los trenes más modernos como pueden ser: el XPT Australiano, el ETR 500 Italiano o el TGV Francés (figura 2.18)

Las estructuras sándwich también se utilizan en trenes de alta velocidad para aumentar su resistencia a las ondas de presión que se producen cuando dos trenes de alta velocidad se cruzan en un túnel (Cantwell, 1994). La nueva generación de trenes de alta velocidad de China, utiliza de forma intensiva materiales sándwich con núcleo de espuma polimérica, tanto con pieles de material compuesto como de aluminio.

2.3.5. Energía eólica

Otro de los campos donde el uso de estructuras sándwich se encuentra bastante difundido corresponde a la industria de la energía eólica, siendo los países líderes en la misma Alemania, España, EEUU y Dinamarca.

Las estructuras sándwich se utilizan en la fabricación de palas de rotor así como en las góndolas de los aerogeneradores. Las palas de los aerogeneradores (figura 2.19) deben estar fabricadas en materiales capaces de conseguir excelentes propiedades mecánicas y bajo peso; las estructuras sándwich representan una buena alternativa de diseño, pues su alta rigidez puede reducir la tendencia de las palas de rotor a pandear durante su vida servicio (Hayman, 2008).

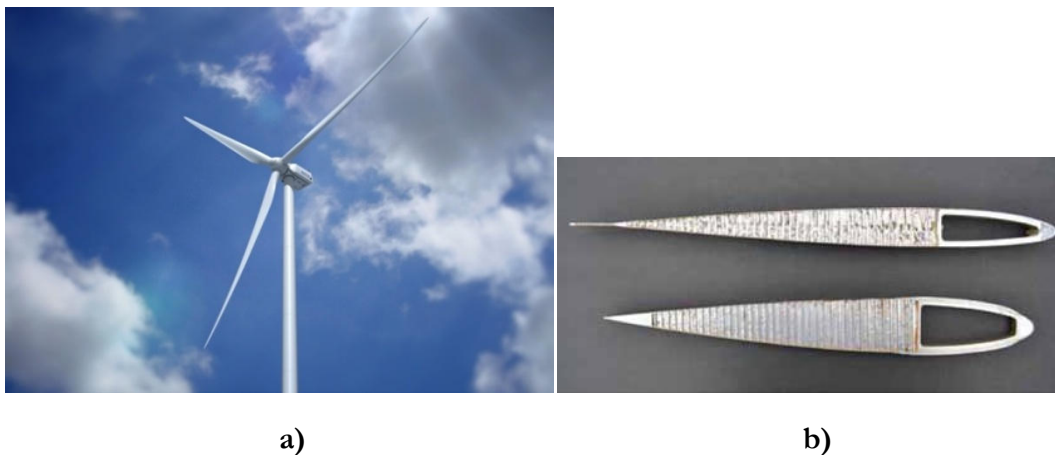


Figura 2.19. a) Aerogenerador, b) Área transversal de una pala.

Las propiedades críticas de una estructura sándwich que forme parte de la estructura de un aerogenerador son la resistencia a cortadura y rigidez del núcleo, así como la resistencia a compresión y rigidez de las pieles que lo componen.

2.3.6. Ingeniería civil y construcción

La primera persona que dejó constancia del concepto de estructura sándwich en ingeniería fue William Fairbairn en 1849, en referencia a la construcción del Britannia Tubular Bridge situado en Gales, Reino Unido (figura 2.20).

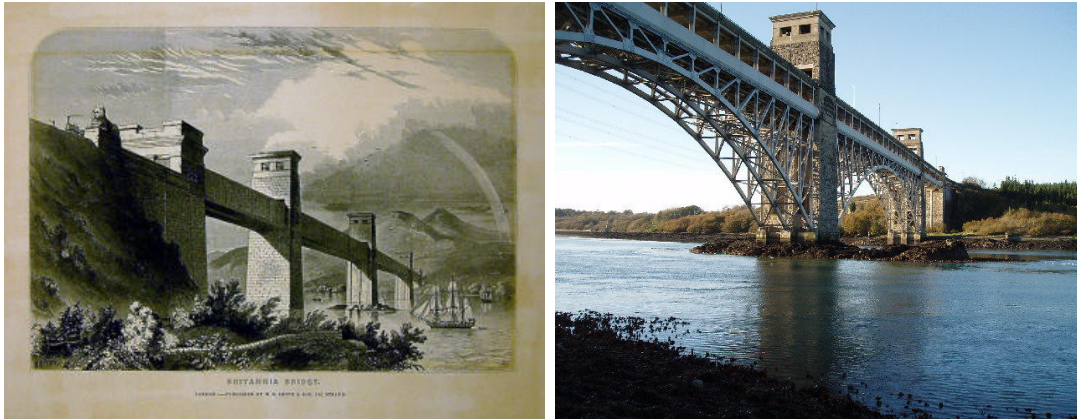


Figura 2.20. Imágenes del *Britannia Tubular Bridge* en Gales, Reino Unido.

Estas estructuras pueden proporcionar soluciones efectivas, tanto en peso como en costes, para muros resistentes al fuego y explosiones, pues se puede lograr una ventaja de hasta el 30% en peso en comparación con los materiales tradicionalmente utilizados en estos casos.

Actualmente, hay un incremento significativo en el empleo de estructuras sándwich en proyectos de rehabilitación de infraestructuras de ingeniería civil, como superficies de puentes.

En la figura 2.21 se presenta un edificio diseñado por la firma de arquitectura AETER, hecho en su mayoría con paneles sándwich de formas curvas.



Figura 2.21. Edificio Factory Outlet S.A. Retail Store en el aeropuerto internacional de Atenas, Grecia.

2.4. Comportamiento frente a impacto de estructuras de material sándwich

En la actualidad, las estructuras sándwich con pieles de material compuesto se utilizan en la fabricación de elementos estructurales primarios y secundarios. Debido a que forman parte de estructuras primarias, se necesita llevar a cabo un estudio exhaustivo sobre su comportamiento bajo las diferentes cargas a las que se pueden ver sometidas.

En estructuras fabricadas con materiales compuestos, el carácter dinámico de las cargas que soportan durante su vida útil cobra mucha importancia, pues es sabido que son especialmente susceptibles al daño producido por cargas de tipo impulsivo, como pueda ser la caída de herramientas durante operaciones de fabricación y/o mantenimiento, el impacto de un pájaro durante el vuelo de una aeronave, etc. (Anderson y Madenci 2000, Wojcik 1995, Bernard 1987).

Los impactos a baja velocidad sobre materiales compuestos pueden causar daño significativo sobre las estructuras y producir una reducción de la rigidez y la resistencia estructural de hasta un 50% (Sanchez-Saez et al. 2005 y 2008). En algunos laminados de materiales compuestos, como es el caso de los de fibra de

carbono, el daño no puede ser detectado fácilmente por inspección visual, por lo que su estudio resulta vital y explica el gran número de trabajos existentes sobre este tema (Abrate, 1997). Este mismo hecho se hace extensivo a las estructuras sándwich con pieles de polímeros reforzadas con fibra de carbono (Zhou et al. 2007, Davies et al. 2004).

Una de las diferencias más importantes entre la respuesta estructural de un material compuesto reforzado por fibras y la obtenida por parte de un material tradicional (acero, aluminio, etc.) es la naturaleza compleja del daño producido sobre los materiales compuestos. A este respecto muchos investigadores han realizado estudios sobre estructuras sándwich con pieles de aluminio y acero, para así evitar los complejos mecanismos de daño que se presentan en los materiales compuestos bajo impacto (Castanié et al. 2008, Fatt et al. 2000).

En una estructura sándwich con pieles de material compuesto, el daño producido en la piel superior es similar al observado en laminados simples, sin embargo, las estructuras sándwich son más débiles frente a cargas localizadas, pues las pieles de material compuesto que las conforman son mucho más delgadas que el laminado de material compuesto que se necesitaría para soportar la misma carga bajo las mismas condiciones.

Varios investigadores han analizado la respuesta de placas sándwich ante impactos de baja velocidad, sin embargo, la mayoría de ellos se han centrado en el estudio de las pieles de material compuesto que las forman y el daño producido sobre ellas y pocos se han centrado en el estudio del núcleo. Sin embargo su respuesta frente a impacto depende en gran medida del tipo de núcleo que se interponga entre las pieles.

Existen diversas metodologías para hacer frente a este estudio: análisis experimental, uso de modelos analíticos y simulaciones numéricas. La realización de un estudio experimental exhaustivo supone una gran inversión, tanto en términos económicos como temporales, por lo que la utilización de modelos analíticos y herramientas de simulación representa una alternativa eficiente.

Los modelos analíticos permiten evaluar de forma rápida variables globales como la fuerza o el desplazamiento pero sin llegar a profundizar en el proceso de fallo de pieles y núcleo. Complicar la formulación de los modelos analíticos, puede producir un aumento del coste computacional invertido, lo que hace que estos modelos pierdan su principal ventaja frente al uso de modelos de simulación por elementos finitos.

Las simulaciones numéricas suelen lograr descripciones más precisas y detalladas de la respuesta a impacto y su flexibilidad en relación a las variaciones de condiciones de contorno, geometría y material, es muy apreciada en el campo de la investigación. Disponer de modelos numéricos permite profundizar en el conocimiento del comportamiento a impacto de las estructuras sándwich, proporcionando información que es difícilmente extraíble de forma experimental. No obstante, ambos tipos de modelización exigen la realización de ensayos experimentales para su validación.

A continuación se realiza una breve revisión de los modos de fallo presentes en vigas sándwich, así como de los estudios experimentales, modelos analíticos y de simulación llevados a cabo por diversos investigadores para estudiar las distintas problemáticas planteadas asociadas a las estructuras sándwich.

2.4.1. Modos de fallo

A pesar de las diferencias encontradas entre los modos de fallo asociados a estructuras sándwich y a laminados de material compuesto, la mayoría de estructuras sándwich pueden ser estudiadas a través de los mismos métodos de análisis utilizados para los materiales compuestos de pared delgada, pero empleando las rigideces en el plano, a flexión y a cortadura adecuadas, y solo en el caso de núcleos muy flexibles se debe utilizar la teoría de alto orden para su análisis (Vinson, 2005), sin embargo la respuesta a impacto encontrada en estructuras de laminado y sándwich, puede ser significativamente diferente y las tensiones de cortadura presentes durante el impacto pueden cobrar más importancia para estas últimas (Koller, 1986).

En paneles sándwich con núcleo de nido de abeja hay diversos parámetros geométricos del núcleo que pueden ser determinantes en el tipo de fallo y la absorción de energía que se produce, p.ej. el espesor de pared de la celda. Las estructuras sándwich con núcleos de celdas con paredes gruesas tienen mayor estabilidad, pero más sensibilidad a fractura (Abrate, 1998). En general, los impactos de mayor energía suelen producir aplastamiento del núcleo, mientras que en impactos de menor energía la deformación sólo se extiende a la pared de las celdas de la región cercana al punto de impacto. Cuando el impacto supera una carga crítica, esta deformación es permanente.

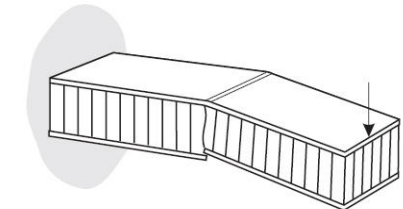
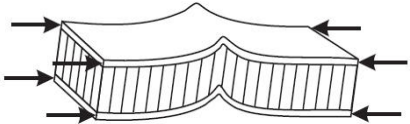
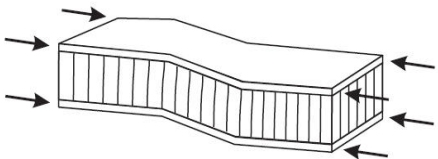

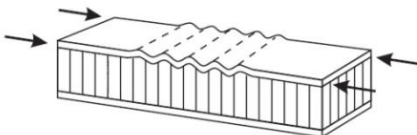
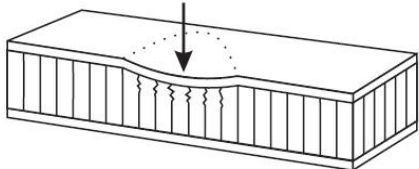
Las características de rotura de las estructuras sándwich son bastante diferentes a la de los constituyentes por separado, siendo su capacidad de absorción de energía mayor. Los mecanismos de daño que presentan pueden clasificarse según dos tipos básicos, los que producen fallo global y los que producen fallo local (BDM-6700, 1989).

El fallo global se produce cuando la estructura sándwich falla como conjunto, con las pieles, núcleo y adhesivo actuando juntos. El fallo local se produce cuando alguno de los componentes, una o ambas pieles, núcleo o adhesivo, fallan de forma separada. El diseño de una estructura sándwich debe considerar que los distintos modos de fallo pueden ocurrir independientemente o en combinación.

La propia configuración de las estructuras sándwich a partir de pieles y núcleo con distintas rigideces hace que existan diversos tipos de fallo asociados tanto a problemas de rigidez como de resistencia por fallo de las pieles, el núcleo o ambos a la vez (Miravete et al., 2000).

Los modos de fallo más frecuentes en vigas sándwich con núcleo de nido de abeja se presentan en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Modos de fallo producidos en vigas sándwich (Honeycomb design technology - HexCel Composites).

Modo de fallo	Esquema
<p>Fallo a tracción o a compresión de las pieles:</p> <p>Se produce cuando ni las pieles ni el núcleo son capaces de soportar los esfuerzos a los que se ve sometida la estructura sándwich.</p>	 <p>Skin compression failure</p>
<p>Pandeo global (<i>Panel buckling</i>):</p> <p>Se origina cuando el espesor del núcleo y su módulo a cortadura no son los adecuados para evitar el pandeo global de la estructura sándwich.</p>	
<p>Ondulaciones a cortadura (<i>Shear crimping</i>):</p> <p>Se produce cuando el espesor del núcleo y su módulo a cortadura no son los adecuados para evitar el fallo prematuro a cortadura bajo cargas a compresión en las esquinas de la estructura.</p>	
<p>Arrugado de piel (<i>Skin wrinkling</i>):</p> <p>Aparece cuando los módulos de compresión de pieles y núcleo no tienen resistencia suficiente para prevenir este tipo de fallo.</p>	
<p>Pandeo entre celdas (<i>Intra cell buckling</i>):</p> <p>Se origina cuando el tamaño de celdas del núcleo no es lo suficientemente pequeño para prevenir el pandeo entre celdas.</p>	
<p>Fallo por compresión local (<i>Local compression</i>):</p> <p>Sucede cuando la resistencia a compresión del núcleo no es suficiente para resistir aplastamiento ante cargas de diseño que actúan perpendicularmente a la superficie de las pieles.</p>	

Un estudio muy reciente realizado por Zhu y Chai (2013) muestra los mapas de modos de fallo y de daño para paneles sándwich con pieles de laminados y núcleo de nido de abeja sometidos a indentación cuasiestática y a impactos de baja velocidad (figura 2.22).

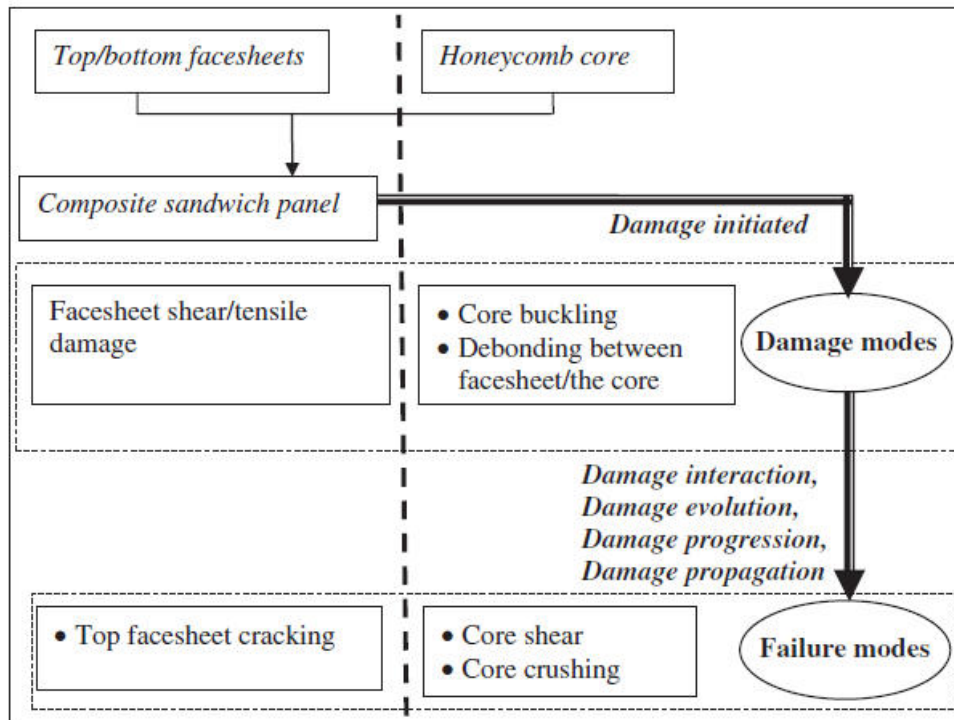


Figura 2.22. Modos de fallo y daño para paneles sándwich sometidos a impacto (Zhu y Chai, 2013).

2.4.2. Estudios experimentales

Experimentalmente, para reproducir un impacto a baja velocidad, se suele utilizar una torre de caída como equipo de ensayo, tal como se puede observar en los trabajos realizados por diversos investigadores (Rosenfeld y Gause 1981, Hazizan y Cantwell 2003, Ivañez et al. 2010).

Rosenfeld y Gause (1981) llevaron a cabo una serie de impactos en torre de caída sobre paneles sándwich con pieles de fibra de carbono en matriz epoxi, observando que el daño inicial se originaba debido a la compresión del núcleo bajo la zona del impacto, produciéndose pandeo local.

Lee et al. (1993) realizaron un análisis experimental y analítico del impacto a baja velocidad sobre placas de material sándwich formadas por pieles de grafito/epoxi y núcleo de espuma de poliuretano utilizando un impactador esférico y rígido. Concluyeron que el núcleo transmite tanto deformaciones angulares como longitudinales en la dirección del espesor y que aunque la masa del impactador afectaba a la magnitud de la fuerza de contacto entre el impactador y la placa, la velocidad del impacto era el factor más influyente.

Al igual que ocurre en las estructuras de material compuesto, las estructuras sándwich responden a los impactos de baja velocidad de manera global, a través de su deformación a flexión, y de manera local a través de la aparición de fenómenos locales que se producen justo debajo del cuerpo que impacta sobre ellas. Para facilitar su análisis muchos autores estudian por separado ambas problemáticas (Williamson, 1991).

El estudio experimental llevado a cabo por Williamson (1991) analiza la respuesta estática y dinámica de placas sándwich con pieles de laminado carbono-epoxi y núcleo de nido de abeja de nomex, utilizando los ensayos de indentación estática para determinar el efecto local del indentador sobre la estructura, y ensayos de impacto a baja velocidad para conocer su respuesta global.

Horrigan et al. (2000) realizaron ensayos de impacto sobre paneles sándwich con pieles de fibra de vidrio en matriz epoxi y núcleo de nido de abeja de Nomex. Sus resultados mostraron que los impactadores más rígidos generan daño sobre las estructuras a mayor profundidad, tomando sobre la superficie la forma del propio impactador.

Un estudio experimental de la respuesta de placas sándwich, con piel de carbono/epoxi y núcleos de espuma y nido de abeja, frente impacto de baja velocidad fue realizada por Anderson y Madenci (2000). Efectuaron diferentes ensayos, variando la configuración del laminado así como la densidad del núcleo y determinaron que en los núcleos de espuma el daño está muy relacionado con los niveles de indentación residual, así como que este tipo de

núcleos presentan más sensibilidad a los efectos de cortadura que los de nido de abeja. En probetas con ambos tipo de núcleo el daño visible desde la superficie era pequeño en comparación con la extensión observada desde el área transversal.

Shipsa et al. (2003) realizaron un exhaustivo estudio experimental del impacto a baja velocidad sobre vigas sándwich con pieles de material compuesto y núcleo de espuma polimérica para determinar los modos de fallo predominantes. A pesar de que las pieles pueden verse aparentemente poco dañadas se descubrió que el daño sobre el núcleo, así como la sobre la interfase piel/núcleo era importante, llevando a la reducción de la capacidad portante a flexión estática y de la resistencia a pandeo local de las mismas. Las propiedades del núcleo comprimido se identificaron como fundamentales para llegar a determinar la resistencia residual post-impacto de las vigas sándwich ensayadas.

Leijten et al. (2009) llevaron a cabo una serie de ensayos para determinar la tolerancia al daño de paneles sándwich de pieles carbono/epoxi, y núcleo de espuma de Rohacell. Realizaron variaciones en el espesor del laminado, densidad y altura de núcleo, así como de la capa de adhesivo en la interfase. Una de las conclusiones de esta investigación fue que la reducción del espesor de la piel junto con un aumento de la capa del adhesivo entre la piel y el núcleo, apenas tiene influencia en la región de área dañada, mientras que un cambio en la altura así como en la densidad del tipo de espuma utilizada en el núcleo presentan más variaciones.

Meng et al. (2011) realizaron un estudio experimental y teórico para predecir los modos de fallo en ensayos cuasiestáticos de flexión en tres puntos sobre vigas sándwich con núcleo de nido de abeja de nomex y pieles de material compuesto. Mostraron que el espesor de las pieles puede influir en el modo de fallo de las vigas, pues vigas de pieles más finas mostraban daño más localizado bajo la zona de impacto que vigas de pieles más gruesas.

2.4.3. Estudios analíticos

Debido a la configuración que presentan las estructuras sándwich, dos pieles y núcleo, sus cualidades y capacidades dependen de muchos parámetros, y realizar estudios experimentales detallados para estudiar la posible influencia de dichos parámetros sobre la estructura los hace muy costosos, tanto desde el punto de vista económico como del temporal. Es por ello que muchos autores añaden la componente de simulación, tanto numérica como analítica, a sus investigaciones en un intento de optimizar recursos.

Los modelos simplificados resultan muy eficientes en el análisis de la dinámica del impacto debido a su rápida respuesta. La mayoría de los modelos utilizados para estudiar la dinámica del impacto en estructuras pueden clasificarse de la siguiente forma (Abrate, 2001): modelos masa-muelle que tienen en cuenta la respuesta dinámica de la estructura de forma simplificada, modelos energéticos que asumen un comportamiento cuasiestático para la estructura y modelos completos donde toda la respuesta dinámica queda completamente definida. Los modelos más simples, los masa-muelle, presentan varias ventajas con respecto a los modelos energéticos debido a su formulación más sencilla, así como por su dependencia de variables físicas fáciles de cuantificar. Los modelos complejos y detallados requieren mayor esfuerzo de modelización y coste computacional.

Türk y Hoo Fatt (1998) presentaron un modelo analítico basado en el principio de la mínima energía potencial, llegando a obtener predicciones para la deformación y la fractura de placas sándwich de material compuesto bajo indentación estática con un indentador de cabeza hemiesférica.

Hoo Fatt y Park (2001) desarrollaron un modelo analítico de masa-muelle y dos grados de libertad para modelar la respuesta de una placa sándwich empotrada en sus bordes frente a impactos de baja velocidad. Los dos grados de libertad del sistema son necesarios para poder definir tanto la indentación global como la deformación global producidas por el impacto sobre la estructura. Los

valores de fuerza de contacto presentaban una buena correlación con los obtenidos experimentalmente. Los muelles y el amortiguador equivalente para modelar la respuesta fueron determinados a través de ensayos estáticos, aunque se aplicaron ciertos ajustes para introducirlos en el modelo dinámico.

Hazizan y Cantwell (2003) aplicaron un sencillo modelo energético para predecir la respuesta a impacto de baja velocidad de placas sándwich con núcleo de nido de abeja de aluminio y pieles de fibra de vidrio en matriz epoxi. El modelo fue utilizado para estudiar la fracción de energía disipada a través de flexión, cortadura y contacto, mostrando que el 60% de la energía absorbida por la viga se producía a través de la flexión, mientras que los efectos por cortadura constituían un 15%.

Gustin et al. (2004) investigaron la respuesta a impacto y las propiedades tras impacto de placas sándwich con pieles de tejido reforzado por fibra de carbono y núcleos de nido de abeja huecos y rellenos de espuma, obteniendo mejor rendimiento de estos últimos en los ensayos experimentales. Una segunda parte del estudio consistió en el desarrollo de un modelo masa-muelle, aunque debido al daño sufrido en las pieles de las placas sándwich a muy bajas energías de impacto (5 J), sus predicciones sobreestimaban el valor de la fuerza de contacto experimental en un 50%.

Apetre et al. (2006) representaron el problema de impacto de baja velocidad mediante una combinación del problema de contacto estático y la respuesta dinámica sobre vigas sándwich con núcleos de densidad variable a través de la altura. Para abordar el problema de impacto usaron un modelo simple basado en el comportamiento cuasi-estático del panel y como una combinación de dos muelles: un muelle lineal representando la deformación global del panel, y un muelle no lineal para representar el efecto de la indentación local. Tras el estudio analítico, concluyeron que las tensiones máximas que se producen en el panel tras un impacto decrecen conforme al aumento del módulo de Young del núcleo.

Foo et al. (2008a) desarrollaron un modelo energético para predecir la respuesta de fallo de una placa sándwich con núcleo de nido de abeja de aluminio, siendo modificado para extender su validez más allá del régimen elástico. A pesar de utilizar propiedades para el modelo determinadas mediante ensayos experimentales estáticos, los resultados mostraban buenas predicciones para los ensayos de impacto, tanto en la forma de las curvas de la fuerza de contacto frente al tiempo, como en los valores fuerza máxima.

Yu et al. (2008) realizaron una investigación para determinar la respuesta y el fallo de vigas sándwich, con núcleo de espuma de aluminio, sometidas a un impacto de baja velocidad. Analizaron el modo de fallo y la fuerza de contacto a partir de un modelo analítico y lo compararon con datos obtenidos de ensayos experimentales. Con el modelo analítico obtuvieron la carga crítica de fallo de la piel y de fallo del núcleo, llegando a identificar tres modos de fallo para una viga sándwich con núcleo metálico: flexión de la piel, indentación y cortadura del núcleo.

Crupi et al. (2012) han llevado a cabo un estudio interesante donde utilizan técnicas experimentales y modelos teóricos para estudiar y reproducir la respuesta estática y frente a impactos de baja velocidad de placas sándwich con núcleo de nido de abeja de aluminio. Entre sus observaciones destacan la dependencia de la capacidad de absorción de energía del material sándwich en función del tamaño de celda que compone su núcleo y el fallo de las placas sándwich debido al pandeo de las paredes de las celdas bajo impacto.

Recientemente Navarro et al. (2013) han modelado la indentación estática de vigas sándwich con pieles de material compuesto y núcleo de espuma polimérica, asumiendo que la respuesta de las espumas a compresión tienen un comportamiento elástico perfectamente plástico. La parte elástica se representó mediante el modelo de Vlasov (1966). La plasticidad se añadió para representar la respuesta no lineal bajo indentación estática. Los resultados mostraron buenas predicciones en cuanto a área indentada en comparación con resultados

experimentales y con los obtenidos a través de la implementación de un modelo de elementos finitos en Patran/Nastran.

2.4.4. Simulaciones numéricas

Las simulaciones numéricas referentes a estructuras sándwich son menos numerosas en la literatura debido al alto coste computacional y a la dificultad que conllevan, pero de ellas se obtienen resultados muy detallados y pueden representar condiciones estáticas y dinámicas con precisión.

Para el análisis numérico de impacto de estructuras sándwich de nido de abeja, se suelen usar varios métodos de modelización. En el estudio del comportamiento global de paneles sándwich delgados, algunos investigadores utilizan elementos finitos bidimensionales tipo lámina, tanto para las pieles como para el núcleo (Meo et al., 2003). Para predecir las respuestas local y global del panel sándwich, utilizan elementos finitos bidimensionales tipo lámina para las pieles y elementos finitos tridimensionales para el núcleo (Aktay et al., 2005). La precisión de la solución numérica depende de un gran número de características geométricas, así como de las propiedades de los materiales que constituyen el núcleo y las pieles.

Nemes y Simmonds (1992) llevaron a cabo una investigación computacional y experimental de la respuesta obtenida en placas de material sándwich con pieles de polímero reforzado por fibra de vidrio y núcleo de espuma polimérica ante impactos de baja velocidad. La metodología utilizada para predecir la respuesta a impacto, se apoyó en el conocimiento del comportamiento constitutivo de cada uno de los componentes del sándwich por separado (núcleo, pieles y adhesivo). Se descubrió que comparando el historial de deformación de una superficie no impactada con su historial de desplazamiento cuando el desplazamiento volvía al valor cero tras el impacto, la placa todavía estaba deformada. Su modelo sobreestima los desplazamientos en un 30%.

Meo et al. (2003) realizaron un estudio numérico y experimental sobre el daño producido por impacto a baja velocidad sobre placas sándwich con pieles de material compuesto reforzadas por fibra de carbono en matriz epoxi y núcleo de nido de abeja de nomex, mostrando que incluso a las energías de impacto más bajas, se producía daño interno capaz de disminuir la resistencia residual de las estructuras.

Un detallado estudio numérico de la microestructura del núcleo de nido de abeja por parte de Mohr y Doyoyo (2004), mostró que el comportamiento constitutivo de los núcleos metálicos de nido de abeja está controlado por la aparición de una serie de pliegues plásticos (*folding system*) tras el fallo por pandeo por parte de la microestructura perteneciente a las celdas del núcleo, llegando a caracterizar los parámetros más significativos de dicho sistema de pliegues en función del ángulo de dirección de las cargas aplicadas.

Meo et al. (2005) simularon el impacto de baja velocidad sobre paneles sándwich con pieles de fibra de carbono en matriz epoxi y núcleo de nido abeja de nomex a través del código de elementos finitos LS-DYNA 3D para calcular la fuerza de contacto durante el impacto, predecir la energía umbral de daño, así como el inicio de la delaminación. De los resultados se pudo obtener conocimiento sobre el comportamiento de la estructura bajo impacto resultando una mejora en el diseño de estructuras resistentes para aeronaves.

Foo et al. (2008b) llevaron a cabo una serie de simulaciones detalladas de placas sándwich con pieles de aluminio y núcleo de nido de abeja del mismo material utilizando el código comercial de elementos finitos Abaqus para predecir el fallo cuando éstas se encuentran sometidas a impacto de baja velocidad. El estudio paramétrico realizado predijo que, en general, los núcleos más densos presentaban mayor fuerza pico y menor extensión de área dañada, tanto en las pieles como en el propio núcleo. Tamaños de celdas pequeños en el núcleo muestran mejor tolerancia al daño.

A pesar de todos los estudios realizados, muchos de ellos se han centrado en el análisis y caracterización de las pieles de material compuesto que conforman las

estructuras sándwich, sin embargo, las capacidades de absorción de energía de las vigas sándwich y la influencia del comportamiento a compresión del núcleo que las conforman, necesitan ser investigada con más profundidad.

Capítulo 3.

Estudio Experimental

3.1. Introducción

En este capítulo se incluye una descripción del material utilizado en esta Tesis y de los ensayos experimentales realizados, así como de las metodologías utilizadas y los resultados obtenidos.

Se han llevado a cabo dos tipos de ensayos: ensayos de compresión sobre probetas de núcleo de nido de abeja y ensayos de impacto a baja velocidad en una torre de caída sobre vigas sándwich.

Los ensayos sobre probetas de nido de abeja de aluminio se realizan para obtener la respuesta a compresión en dirección de la altura del núcleo de nido de abeja y poder posteriormente validarla con la obtenida mediante simulación numérica, pudiendo así utilizar posteriormente el modelo de comportamiento validado del núcleo en las simulaciones de las vigas sándwich.

Para estudiar la respuesta frente a impacto de baja velocidad de vigas sándwich se han llevado a cabo ensayos de flexión en tres puntos en torre de caída de peso. En estos ensayos se ha estudiado la influencia de la energía de impacto y de la geometría del percutor sobre diversos factores como fuerza máxima, desplazamientos de las pieles y energía absorbida por la viga. Los resultados obtenidos se han utilizado como herramienta de validación en los modelos numéricos implementados en capítulos posteriores.

3.2. Material

La estructura sándwich utilizada en esta Tesis está constituida por dos pieles exteriores de material compuesto laminado de fibra de carbono/epoxi y un núcleo de nido de abeja de aluminio (figura 3.1). Esta es una configuración típica de la industria aeroespacial, en concreto de estructuras de lanzadores espaciales.

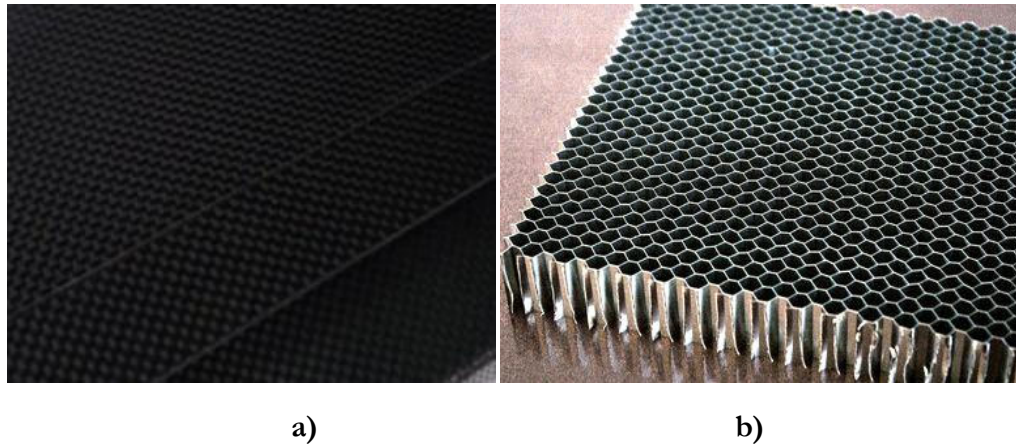


Figura 3.1. Componentes del material sándwich a estudio: a) Piel de material compuesto, b) Núcleo de nido de abeja de aluminio.

3.2.1. Piel

Las pieles del material sándwich están formadas por un laminado de 10 láminas de tafetán, tejido plano equilibrado $0^\circ/90^\circ$, de fibra de carbono en matriz epoxi AS4/8552, que presenta una alta estabilidad dimensional y excelentes propiedades mecánicas (tablas 3.1 y 3.2).

Tabla 3.1. Características mecánicas del tejido AS4/8552 proporcionadas por el fabricante.

Nombre de la propiedad	Valor
Densidad (Kg/m^3)	1600
Módulo de elasticidad en el plano del tejido (GPa)	68.5
Módulo de elasticidad perpendicular al plano del tejido (GPa)	9
Coefficiente de Poisson en el plano del tejido	0.22
Coefficiente de Poisson perpendicular al plano del tejido	0.49
Módulo de cortadura en el plano del tejido (GPa)	9
Módulo de cortadura perpendicular al plano del tejido (GPa)	4.5

Tabla 3.2. Características resistentes del tejido AS4/8552 proporcionadas por el fabricante.

Nombre de la propiedad	Valor
Resistencia a tracción en dirección longitudinal de las fibras (MPa)	795
Resistencia a compresión en dirección longitudinal de las fibras (MPa)	896
Resistencia a cortadura en el plano del tejido (MPa)	98

La resina epoxi 8552 consiste en un compuesto químico de amina curada, y sus principales propiedades se muestran en la tabla 3.3. Esta resina posee una buena flexibilidad y óptima mojabilidad, por lo que la hace idónea para preparar este tipo de laminado.

Tabla 3.3. Características generales de la resina epoxi 8552 (S. Osuna, 2010)

Nombre de la propiedad	Valor
Densidad (g/m ³)	1301
Tiempo de curado a 177°C (min)	13
Viscosidad mínima (poise)	30
Resistencia a tracción (MPa)	121
Módulo elástico a tracción (GPa)	4.7
Elongación a rotura (%)	4

3.2.2. Núcleo

El núcleo de nido de abeja está fabricado con una aleación de aluminio 3003 y fue suministrado por la empresa *HexCel Composites*. Algunas de sus características se recogen en la tabla 3.4. Se trata de un tipo de núcleo de uso muy extendido en diversas aplicaciones industriales. Está especialmente recomendado en la fabricación y diseño de componentes planos, presentando alta capacidad de absorción de energía.

Tabla 3.4. Características del núcleo de nido de abeja de aluminio 3003.

Nombre de la propiedad	Valor
Densidad nominal (kg/m ³)	77
Tamaño de celda (mm)	4.8
Espesor de celda (μm)	50

3.3. Ensayos de compresión uniaxial sobre núcleo

Se espera que durante el impacto el núcleo se encuentre sometido mayoritariamente a cargas de compresión que produzcan aplastamiento en dirección perpendicular a las celdas hexagonales que lo componen, por lo que se llevaron a cabo una serie de ensayos de compresión uniaxial sobre núcleo de nido de abeja de aluminio para así caracterizar el comportamiento del mismo ante ese tipo de cargas.

Estos resultados se han utilizado en el capítulo de modelización numérica de esta misma memoria como datos de validación de la respuesta a compresión para un determinado modelo de comportamiento de núcleo en dirección perpendicular a la altura del núcleo obtenida en las simulaciones. Una vez

validado el modelo de comportamiento del núcleo, éste se puede utilizar en las simulaciones de las vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad.

Los ensayos de compresión del núcleo se han realizado a tres velocidades de ensayo diferentes para comprobar si los resultados obtenidos son independientes de la velocidad de ensayo escogida.

3.3.1. Procedimiento de ensayo

Los ensayos de compresión uniaxial sobre el núcleo de nido de abeja se han realizado siguiendo los requerimientos marcados por la norma ASTM C365/C365M: *Flatwise compressive properties of sandwich cores*.

Los ensayos se llevaron a cabo en una máquina universal de ensayos servohidráulica *INSTRON 8516*, con una célula de 100 kN de capacidad de carga (figura 3.2.a). Sus principales características se presentan en la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Especificaciones técnicas de la máquina de ensayos *INSTRON 8516*.

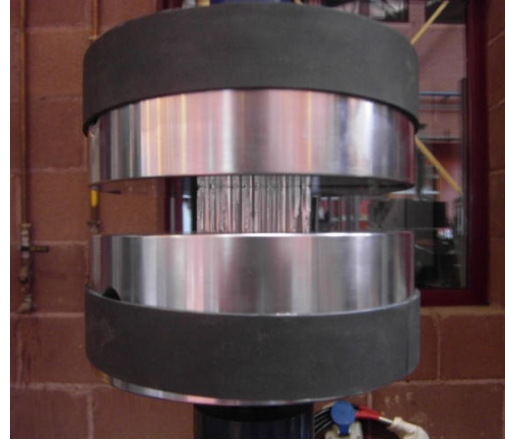
Dimensión	Especificación
Altura máxima	2400 mm
Altura mínima	1750 mm
Recorrido del pistón	± 78.74 mm
Capacidad	100kN
Rigidez	350 kN/mm
Peso del sistema completo	600 kg

Acoplado a la máquina de ensayo se encuentra el utillaje de compresión, compuesto básicamente por dos platos de compresión con superficies planas y suficientemente rígidas (figura 3.2). La probeta a ensayar se coloca centrada

entre los dos platos. Uno de ellos está unido al pistón fijo de la máquina, mientras que el otro se encuentra unido al pistón móvil de la misma.



a)



b)

Figura 3.2. Configuración del ensayo a compresión cuasi-estática: a) Máquina de ensayos, b) Detalle de colocación de la probeta de núcleo.

Se realizaron ensayos a la velocidad constante de desplazamiento del pistón móvil que recomienda la norma ASTM, 0.5 mm/min. Para comprobar la dependencia de los resultados con respecto a la velocidad de realización del ensayo, se utilizaron otras dos velocidades: 5 mm/min y 50 mm/min. En cada uno de los ensayos realizados se registró la curva fuerza-desplazamiento.

Las probetas utilizadas en los ensayos son de núcleo de nido de abeja de aluminio, descrito en el apartado 3.2.2. Las celdas, formadas por hexágonos regulares, tienen un diámetro de circunferencia inscrita de 4.8 mm, y el espesor nominal de lámina de aluminio es de 50 μm . Se ensayaron probetas con un área transversal de 50 mm x 50 mm y 20 mm de altura (figura 3.3).

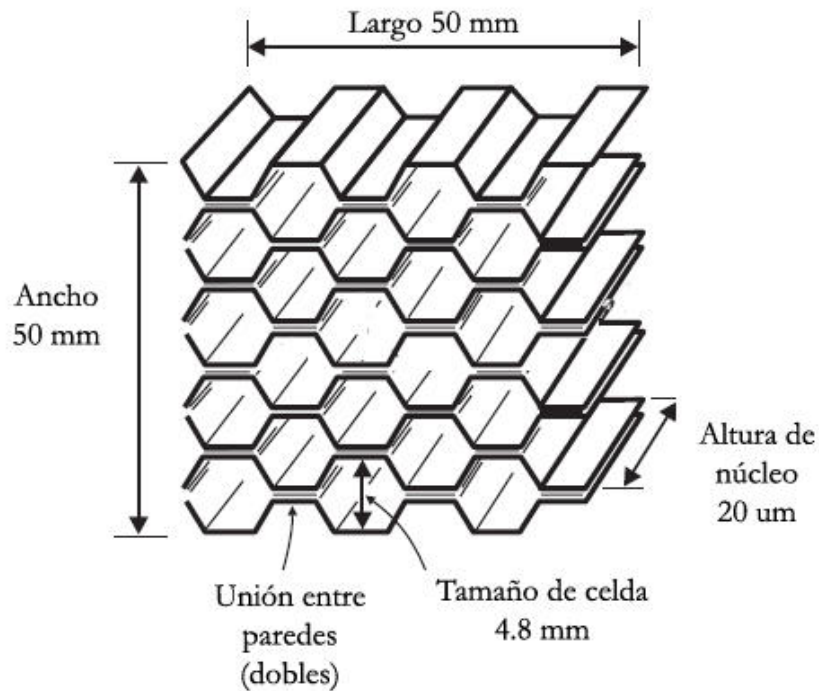


Figura 3.3. Dimensiones principales de las probetas de nido de abeja de aluminio utilizadas en los ensayos de compresión uniaxial.

3.4. Ensayos de flexión dinámica sobre vigas sándwich

Debido al creciente uso de las estructuras de materiales compuestos, fundamentalmente en la industria aeronáutica y aeroespacial, cada vez se hace más importante el estudio del comportamiento de estos materiales ante cargas de impacto.

El daño asociado a estos materiales debido a cargas de impacto de baja energía es un problema de gran importancia, pues puede disminuir de manera significativa sus capacidades resistentes.

Por este motivo, se realiza el estudio experimental de vigas sándwich con pieles de material compuesto bajo ensayos de impacto a baja velocidad, concretamente en un ensayo de flexión dinámica en tres puntos. De los

equipos que permiten llevar a cabo este tipo de ensayos, uno de los más utilizados es la torre de caída de peso, debido a su versatilidad a la hora de utilizar distintos utillajes y dimensiones de probetas, además de por el amplio rango de energías de impacto que es capaz de abarcar.

3.4.1. Dispositivo de ensayo

Para estudiar el comportamiento frente a impactos de baja velocidad se han realizado ensayos de flexión en tres puntos en una torre de caída de peso instrumentada. Este ensayo consiste en la caída libre de un elemento percutor que incide con cierta velocidad sobre la probeta a ensayar aplicando un solo golpe. De cada ensayo se obtiene el registro de la fuerza ejercida en cada instante de tiempo. A partir de este registro se puede determinar, entre otros parámetros, la energía necesaria para que se produzca la rotura de la probeta.

El dispositivo de ensayo utilizado en los ensayos, es una torre de caída de peso *Ceast-Fractovis*, modelo 6785, figura 3.4. El equipo de adquisición de datos *DAS 4000* adosado a la torre posee el software necesario para el tratamiento de la información, y puede registrar hasta un máximo de 4000 datos con un tiempo de muestreo mínimo de 1 μ s.

La torre de caída está constituida por dos partes claramente diferenciadas:

- **Parte superior.** Denominada cámara del impactador, consta de un cabezal móvil denominado impactador (o conjunto percutor) que está guiado por columnas para que el desplazamiento sea completamente vertical. Este conjunto percutor puede ser lanzado desde una altura máxima de caída libre de 1 m, aunque dispone de un sistema de muelles para simular caídas de hasta 20 m (figura 3.4.b).

También se encuentran localizados en esta cámara unos dispositivos encargados de absorber energía residual una vez realizado el impacto, llamados bloques de parada, y un equipo antirrebote (figura 3.4.c) controlado por un sistema neumático activado por un fotodetector, que detiene el percutor tras el primer impacto sobre la probeta.

- **Parte inferior.** Corresponde a la base que proporciona estabilidad a la torre y es donde se coloca el utillaje en el que se sitúan las probetas a ensayo. En este modelo, también es una cámara climática (figura 3.4.d) que permite el enfriamiento mediante nitrógeno líquido por su vaporización al entrar en contacto con la atmósfera. La cámara ha sido modificada en el laboratorio para que pueda alcanzar temperaturas de hasta -150°C , ya que originalmente solo llegaba hasta -70°C . El calentamiento de la cámara (hasta los 100°C) se consigue mediante resistencias.

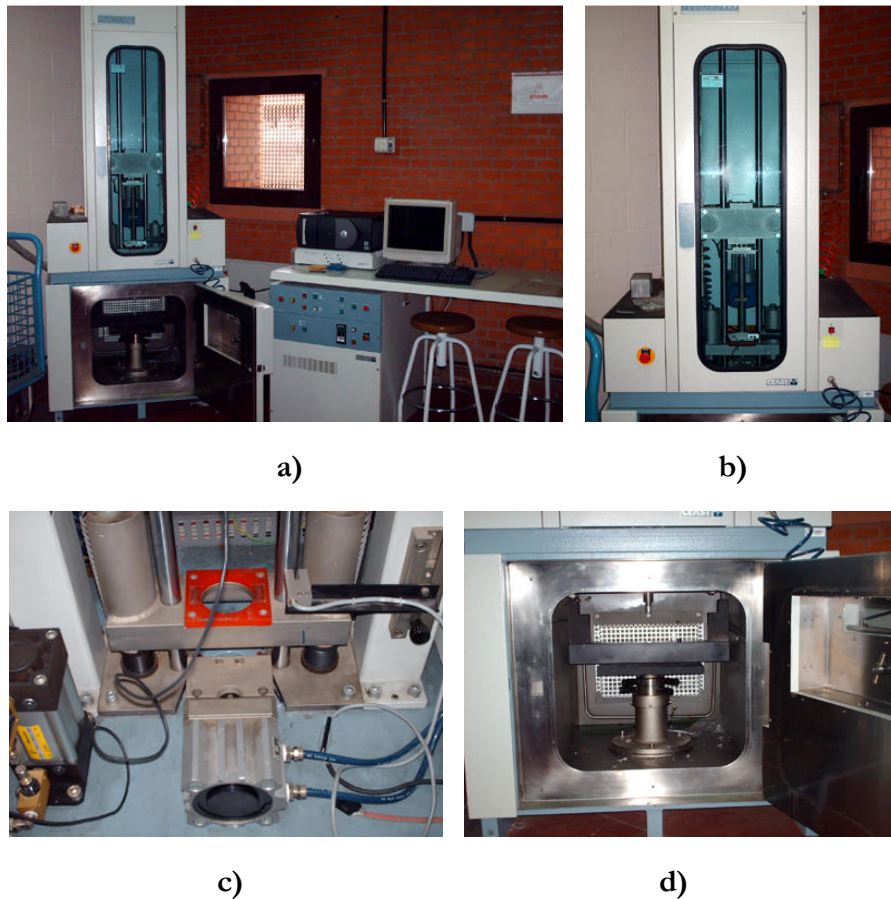


Figura 3.4. Torre de caída de peso *Ceast-Fractovis*: a) Vista general, b) Parte superior, c) Sistema antirrebote, d) Parte inferior.

Según el fabricante, las especificaciones técnicas de este equipo son las siguientes:

Tabla 3.6. Especificaciones técnicas de la torre de caída *Ceast-Fractovis 6785*.

Concepto	Mín.	Máx.
Velocidad de impacto (m/s)	0,5	20
Masa de impacto (Kg)	3,62	50
Altura de caída (m)	0	1
Máx. Deflexión del muelle (mm)	--	149
Cte. de Rigidez del muelle (N/m)	49391,5	
Máxima energía proporcionada (J)	--	1315,86
Accesorios	Cámara Climática Integrada (-70 °C* a 100 °C)	

* La cámara climática ha sido modificada para que alcance -150°C

Para el cálculo de la velocidad de impacto, la torre utiliza la expresión correspondiente a cuerpos en caída libre, ya que se asume que el conjunto percutor no tiene rozamiento con los carriles de deslizamiento. Siendo h la altura desde la que se lanza el percutor, la velocidad inicial tiene por expresión:

$$V_i = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad \text{Ec. (3.1)}$$

Además de las partes mencionadas anteriormente, pertenecen también a la torre de caída dos módulos externos:

- **Panel de control:** que permite operar sobre el control de la torre.
- **Sistema de adquisición de datos:** que se encarga de recoger y almacenar los datos generados en el ensayo de impacto.

Todo el conjunto de la torre puede observarse en la figura 3.5.

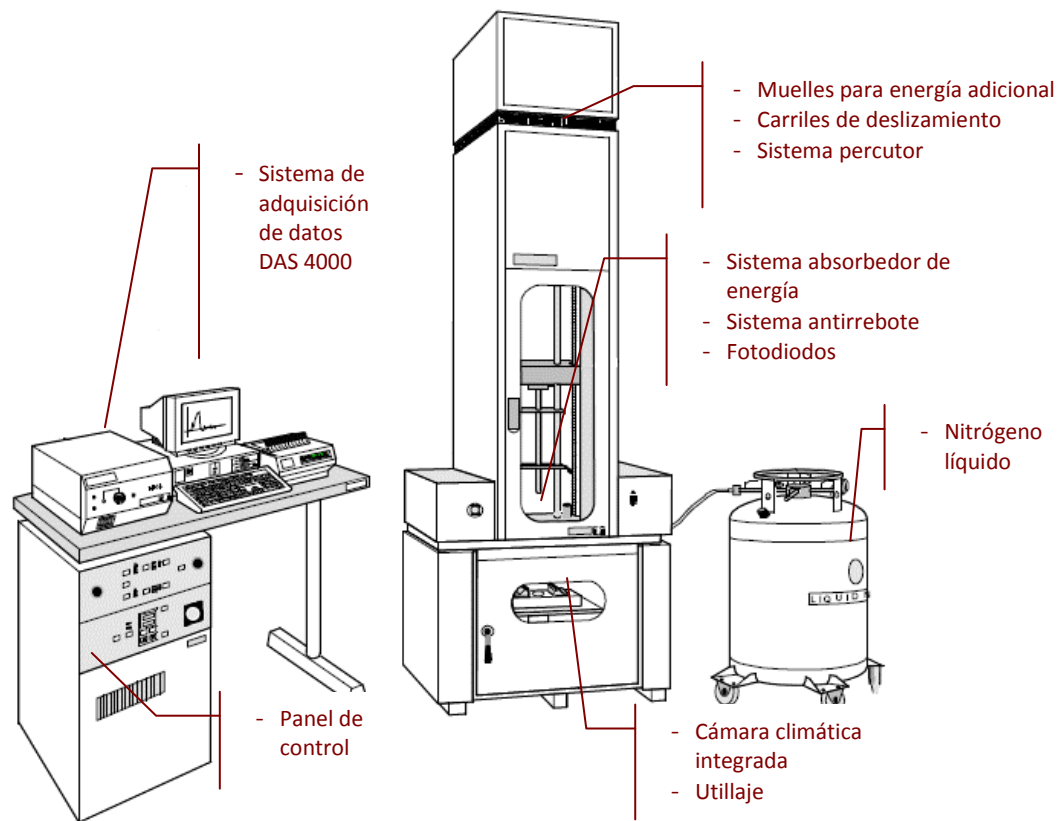


Figura 3.5. Principales componentes de la torre de caída *Ceast - Fractovis 6785*.

Por tratarse de un ensayo de flexión en tres puntos, se utiliza un percutor con cabeza tipo Charpy. La geometría de la cabeza del percutor garantiza que la zona de aplicación de la carga corresponda con una línea cuya longitud debe de coincidir, como mínimo, con el ancho de la probeta a ensayar, figura 3.6.

En el cuerpo del percutor se alberga toda la instrumentación necesaria para el muestreo del ensayo, que está formada por un sensor empotrado en su interior, al que se le transmite durante el impacto una deformación elástica. Esta deformación elástica se ve transformada en una señal eléctrica, que es recogida, amplificada y procesada por el sistema de adquisición de datos (*DAS 4000*).

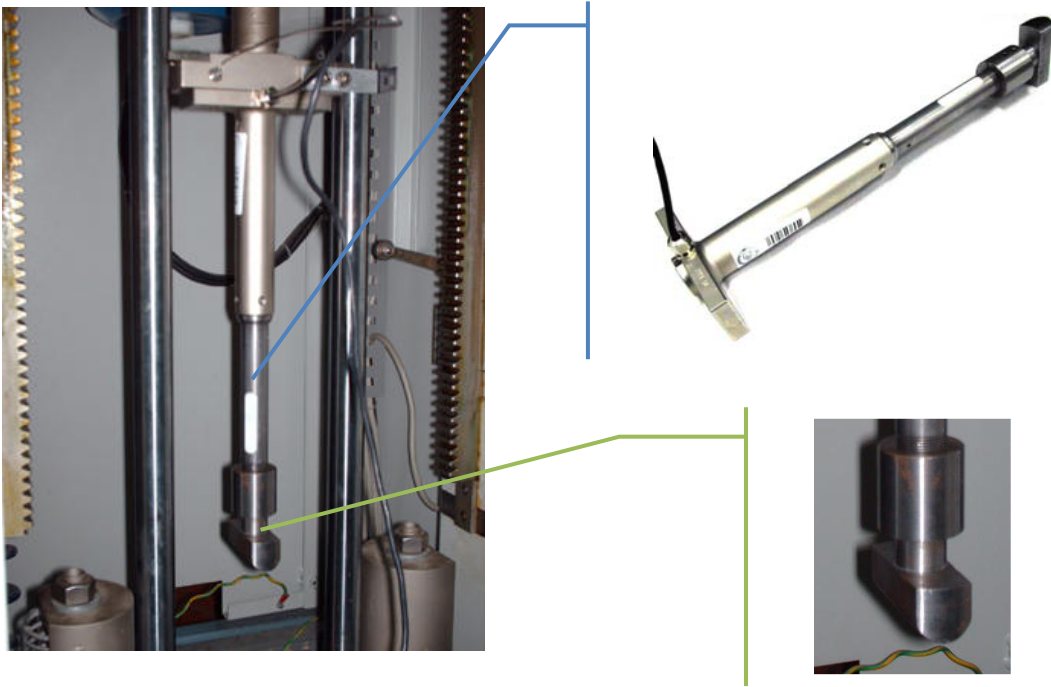


Figura 3.6. Percutor de radio 10 mm con cabeza tipo Charpy.

El peso del conjunto percutor que incide en caída libre sobre la probeta depende de la masa de la cabeza utilizada, aunque también es posible añadir masas extra en forma de bloques al conjunto.

Para evaluar el efecto del cambio de percutor sobre los ensayos, se utilizaron dos cabezas de percutor tipo Charpy de diferentes diámetros, de radio 10 mm (figura 3.6) y radio 20 mm (figura 3.7). Las masas totales utilizadas en los ensayos dependiendo del percutor utilizado, se muestran desglosadas en la tabla 3.7.

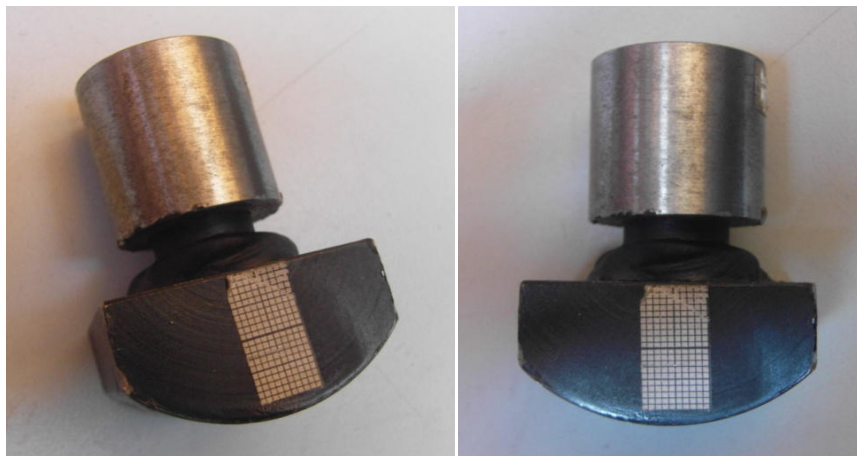


Figura 3.7. Percutor de radio 20 mm con cabeza tipo Charpy.

Tabla 3.7. Masas empleadas en los ensayos de flexión dinámica.

Concepto	Percutor radio 10 mm	Percutor radio 20 mm
Cuerpo del percutor (kg)		0.761
Casquillo de acople (kg)		0.106
Mecanismo de sujeción de acople (kg)		2.900
Cabeza de percusión (kg)	0.199	0.433
Masa total del conjunto (kg)	3.966	4.200

El útil de flexión en tres puntos utilizado consta, básicamente, de una base en la que se fijan dos apoyos sobre los que reposa la probeta (figura 3.8). El diseño del mismo se ha visto influido por las dimensiones de la probeta, la longitud de la cámara climática que posee la torre de caída *Ceast-Fractovis* en su base (de 500 mm de longitud), así como por la carga a la que está sometida y que, por tanto, se transmite al útil durante el ensayo.

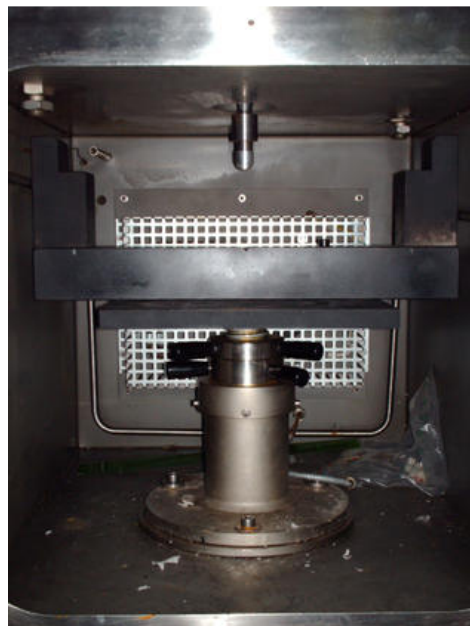


Figura 3.8. Útil de flexión en tres puntos en torre de caída.

Debido a que puede existir un posible rozamiento entre el percutor y los carriles de deslizamiento que no considera el equipo a la hora de calcular la velocidad inicial de impacto, todos los ensayos se han grabado con una cámara de video de alta velocidad, pudiendo posteriormente obtener la velocidad de impacto del percutor, así como su velocidad de rebote, y el desplazamiento que sufren cada una de las pieles que componen la probeta sándwich.

La cámara utilizada es del modelo *Photron APX-RS* (figura 3.9), y dispone de un equipo de adquisición de datos *MCDL* (Multi Channel Data Link) con el que se puede obtener la señal de deformación registrada por el láser.



Figura 3.9. Cámara de video de alta velocidad *Photron APX-RS*.

Se consigue obtener fotogramas (formados por píxeles) cada cierto incremento de tiempo preestablecido (que depende de la resolución de la imagen). Este modelo permite tomar un máximo de 250.000 imágenes por segundo. De esta manera y mediante el software específico de la cámara se puede saber en qué píxel se encuentran las superficies inferior y superior de la probeta en cada instante. Conociendo la equivalencia dimensional de un píxel a la realidad a través de alguna referencia, se puede conocer cuánto se desplaza el punto medio de cada piel hasta alcanzar la máxima deflexión.

Dado que dentro de la cámara inferior de la torre, donde se encuentran situadas las vigas, no se dispone de las condiciones de iluminación necesarias para realizar grabaciones nítidas de los ensayos utilizando la cámara de alta

velocidad, se ha utilizado un foco, modelo *ARRISUN 12 Plus* (figura 3.10) para poder lograr una buena calidad en las grabaciones de los ensayos realizadas.



Figura 3.10. Detalles del foco modelo *ARRISUN 12 Plus*

3.4.2. Procedimiento de ensayo

Actualmente para la realización de ensayos de flexión en tres puntos en torre de caída sobre vigas sándwich no existe ninguna normativa específica y cada centro de investigación utiliza su propio tipo de ensayo con probetas de diferentes dimensiones y secuencias de apilamiento, dependiendo de las necesidades de cada investigación.

Se han ensayado vigas sándwich rectangulares de 50 mm de anchura y 480 mm de longitud, con una altura de 24 mm (figura 3.11). El espesor de cada una de las pieles es de 2 mm y de 20 mm el del núcleo de nido de abeja.

Los apoyos del útil utilizado en los ensayos son semejantes a rodillos sobre los que se posicionará la probeta, de forma que ésta quede simplemente apoyada en ellos. La distancia entre los mismos se ajustó a 430 mm.

Cada viga sándwich a ensayo se colocó de forma individual y centrada en el útil, siendo impactadas una sola vez cada una. Tanto las velocidades de impacto como de rebote fueron determinadas de forma posterior al ensayo a través de los videos grabados para cada uno de los ensayos con la cámara de alta velocidad anteriormente descrita.

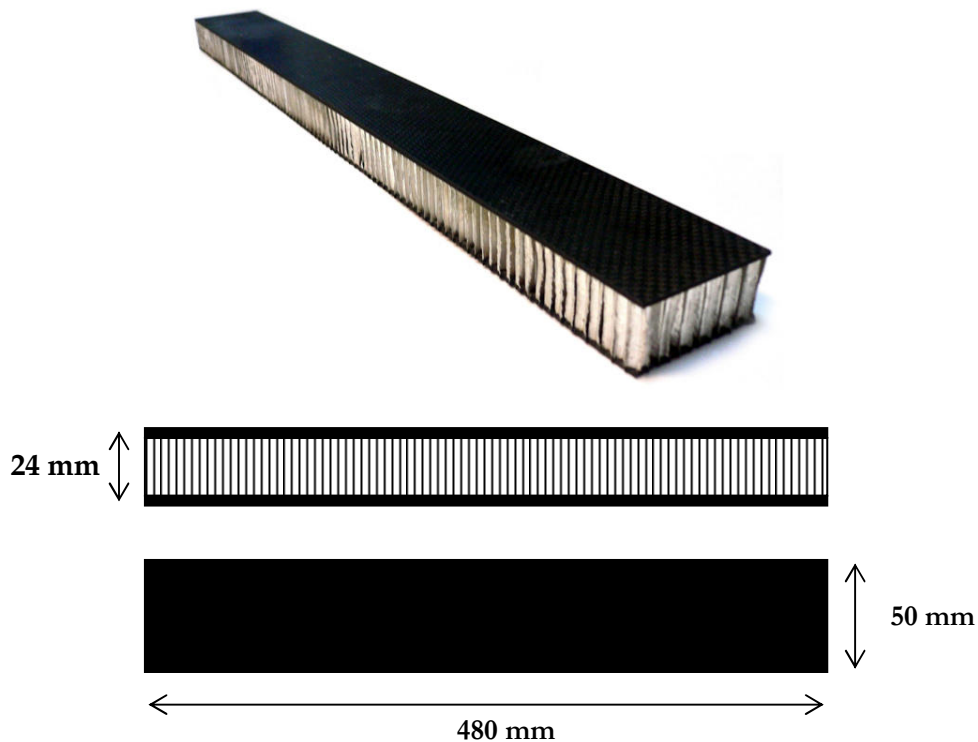


Figura 3.11. Geometría de las vigas sándwich a ensayo.

La masa del conjunto percutor con el impactador de cabeza tipo Charpy elegido unido a él, se eleva mediante una serie de mecanismos hasta una determinada altura donde los carriles que lo guían aseguran la verticalidad del impacto. Una vez alcanzada la altura deseada, que está directamente relacionada con la energía de impacto, se libera dicha masa mediante el panel de control.

La masa golpea la viga de material sándwich dispuesta en la base de la torre sobre el útil diseñado para su soporte. Tras el impacto, la masa de todo el conjunto percutor rebota y es recogida por el sistema antirrebote que posee la torre de caída de peso.

○ Datos obtenidos

Del ensayo de impacto en torre de caída se obtienen los datos de fuerza de contacto en función del tiempo, que se registra a través de la instrumentación ya descrita que posee el percutor. La señal registrada es enviada al sistema de adquisición de datos de la máquina, que procesa la información recibida. La visualización de datos se lleva a cabo mediante el software *CEAST DAS4WIN*.

Del registro fuerza-tiempo es posible obtener otros resultados en función del variable tiempo, como son: desplazamiento, velocidad y energía absorbida. Esta forma de obtener los resultados establece una serie de suposiciones que hacen que los resultados obtenidos presenten un cierto margen de error. Las suposiciones establecidas son:

- El percutor no sufre deformación en el impacto.
- La probeta no cambia de espesor durante el ensayo.
- Percutor y probeta se desplazan en continuo contacto durante el impacto.

La aceleración que experimenta la masa en caída libre tiene por expresión:

$$a(t) = g - \frac{F(t)}{m} \quad \text{Ec. (3.2)}$$

Donde:

- m = masa del conjunto percutor (kg)
- $a(t)$ = aceleración del percutor en cada instante de tiempo (m/s^2)
- g = aceleración de la gravedad (m/s^2)
- $F(t)$ = fuerza registrada por el percutor (N)

Integrando la expresión de la aceleración entre el instante inicial (momento en el que el percutor entra en contacto con la probeta) y final del ensayo, se puede obtener la velocidad de impacto en cada instante de tiempo.

$$v(t) = v_i + g \cdot t - \frac{1}{m} \cdot \int_0^t F(t) \cdot dt \quad \text{Ec. (3.3)}$$

Siendo:

- $v(t)$ = la velocidad en cada instante de tiempo (m/s)
- v_i = la velocidad en el instante en que comienza el contacto entre el percutor y la probeta, $t = 0$ (m/s).

Al calcular la velocidad inicial mediante las fórmulas correspondientes a cuerpos en caída libre no se tiene en cuenta el rozamiento del sistema de guiado

del percutor con los carriles de deslizamiento y por ese motivo se suele contrastar la velocidad obtenida a través del programa con la velocidad obtenida mediante la cámara de alta velocidad. Esta última resulta más precisa, ya que permite calcular la velocidad del percutor justo en el momento del impacto.

De forma análoga a la velocidad instantánea, se puede obtener por integración de la misma la posición del percutor durante el ensayo.

$$x(t) = v_i \cdot t + \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 - \frac{1}{m} \cdot \int_0^t \int_0^t F(t) \cdot dt \quad \text{Ec. (3.4)}$$

Donde $x(t)$ es el desplazamiento de la probeta en cada instante de tiempo (m)

La energía absorbida por la probeta corresponderá al área bajo la curva fuerza-desplazamiento, comprendida entre el instante inicial y el instante en el que se alcanza la fuerza máxima.

$$E(t) = \int_0^t F(t) \cdot x(t) \cdot dt \quad \text{Ec. (3.5)}$$

No obstante, las energías de impacto (E_i) y absorbida (E_a) pueden calcularse de forma precisa mediante las velocidades de impacto (V_i) y de rebote (V_r) calculadas a través de la cámara de alta velocidad tal y como se ha descrito anteriormente.

$$E_i = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_i^2$$
$$E_a = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (V_i^2 - V_r^2) \quad \text{Ec. (3.6)}$$

Siendo:

- m = masa del conjunto percutor (kg)
- V_i = velocidad de impacto (m/s)
- V_r = velocidad de rebote (m/s)

3.5. Resultados y discusión

3.5.1. Ensayos de compresión uniaxial del núcleo

○ Modo de fallo

En todos los ensayos de compresión sobre el núcleo se han obtenido las curvas fuerza-desplazamiento. Todas ellas presentan la forma esperada para un ensayo de compresión sobre núcleos de celdas hexagonales, donde se pueden distinguir tres regímenes de trabajo (figura 3.12). El ensayo se inicia en régimen elástico-lineal, donde la carga varía proporcionalmente al módulo de Young del material. A continuación la curva toma forma de meseta (*plateau*), donde a pesar del incremento de desplazamiento del pistón, y por tanto de la deformación del material, la carga se mantiene en los límites de un valor constante. Por último, se alcanza la zona de densificación, donde se produce un rápido crecimiento de la carga.

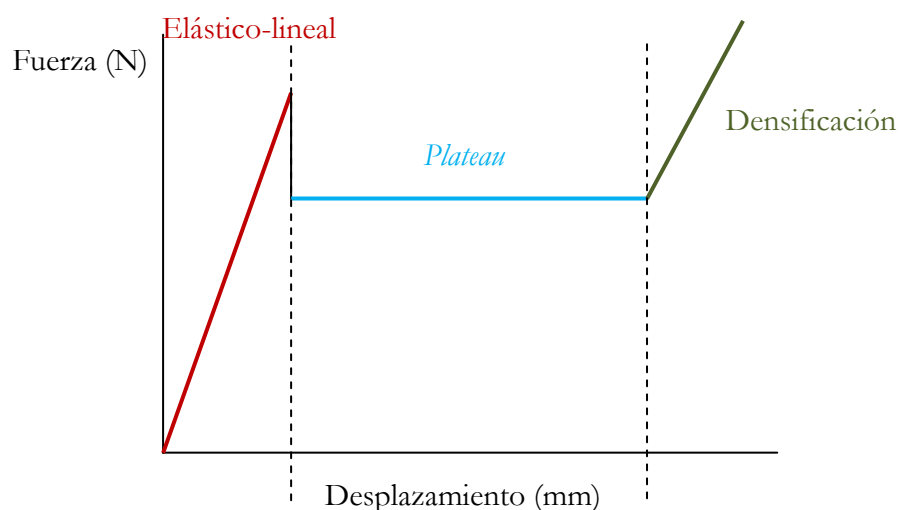


Figura 3.12. Etapas de un ensayo típico de compresión de núcleo de nido de abeja.

Cada régimen dentro de esa curva se encuentra asociado a un mecanismo de deformación (Gibson y Ashby 1997, Othman y Barton 2008), fácilmente detectable visualmente (figura 3.13).

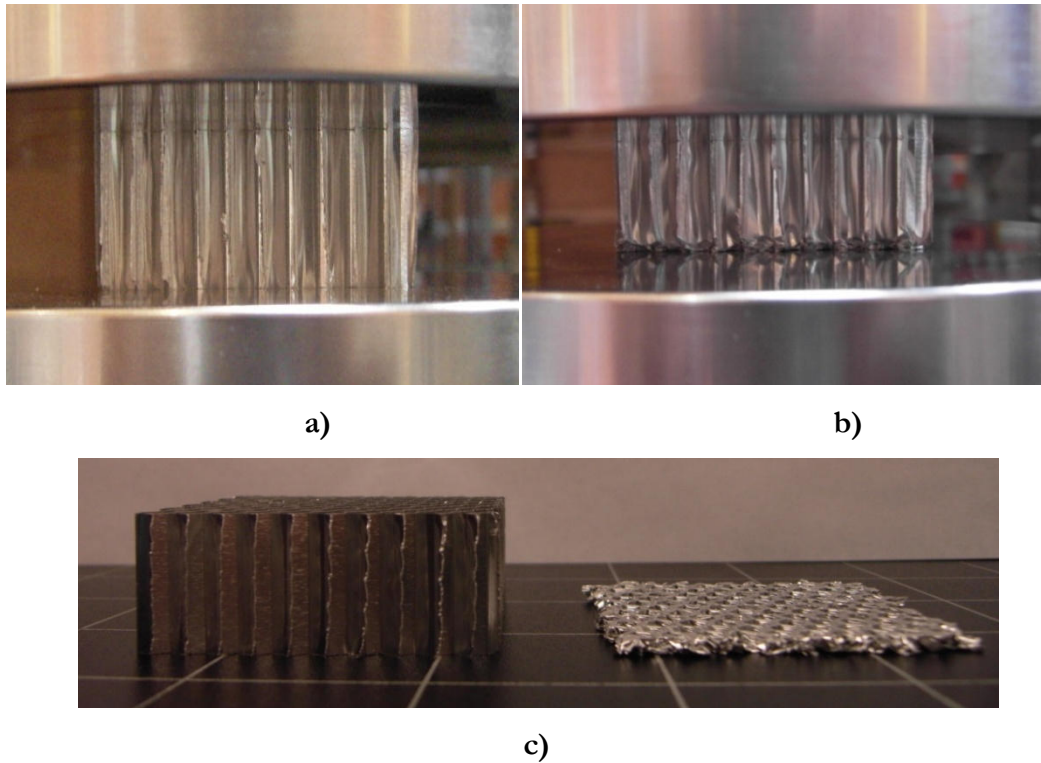


Figura 3.13. Etapas de deformación de un núcleo nido de abeja a compresión: a) Deformación elástica, b) Plegado, c) Densificación en comparación con una probeta original.

En la primera etapa, las paredes de las celdas del núcleo sufren una deformación elástica-lineal a compresión hasta alcanzar un determinado valor de carga crítica en la que se produce pandeo plástico y las paredes empiezan a colapsar, produciéndose el plegado de las mismas. Estos pliegues son permanentes, pues el núcleo se deforma plásticamente. Finalmente, cuando el ensayo se encuentra muy avanzado y el núcleo se ha deformado aproximadamente un 70% de su altura inicial, las paredes de las celdas comienzan a entrar en contacto unas con otras, compactando el material de forma que la carga de compresión aumenta de forma rápida.

En la figura 3.14 se muestra la forma densificada de tres de las probetas ensayadas.

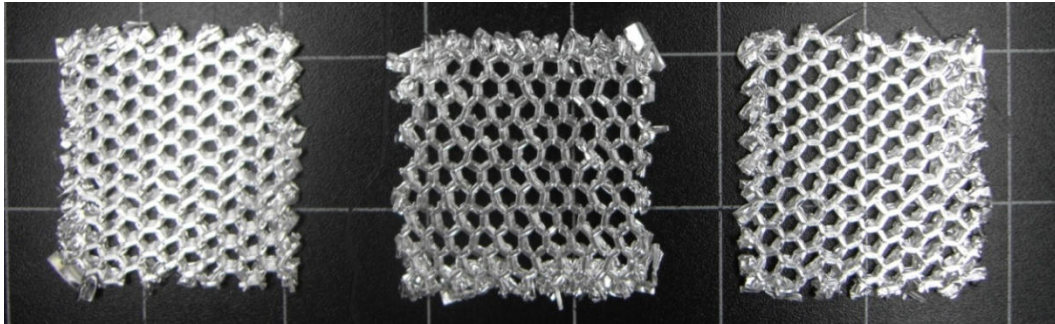


Figura 3.14. Densificación en los núcleos de nido de abeja ensayados.

Velocidad de ensayo 5 mm/min.

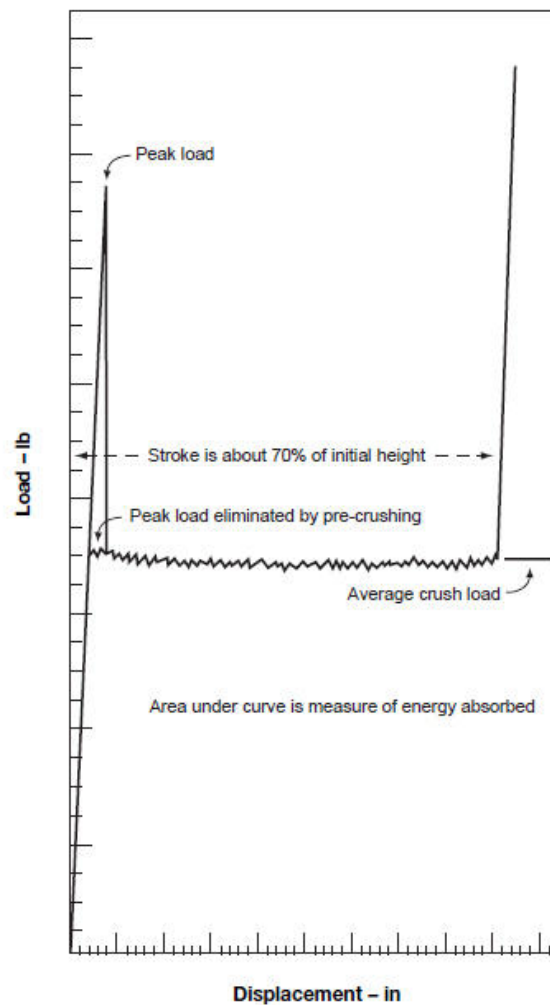


Figura 3.15. Curva fuerza-desplazamiento de un núcleo de nido de abeja de aluminio (HexWeb Honeycomb attributes and properties – HexCel Composites)

Del área bajo la curva en la zona estable se puede determinar la capacidad de absorción de energía del núcleo de nido de abeja (figura 3.15). Un núcleo de

nido de abeja que ha superado una determinada carga crítica (*peak load*) absorbe energía a carga constante (*average crush load*), cuyo valor depende del material y de diversos parámetros geométricos del núcleo.

○ Análisis del comportamiento mecánico

En la figura 3.16 se representan las curvas fuerza-desplazamiento obtenidas en los ensayos de compresión cuasi-estática para diferentes velocidades de ensayo. Se observa que no hay prácticamente dispersión entre los valores obtenidos para los distintos ensayos a la misma velocidad de aplicación de la carga.

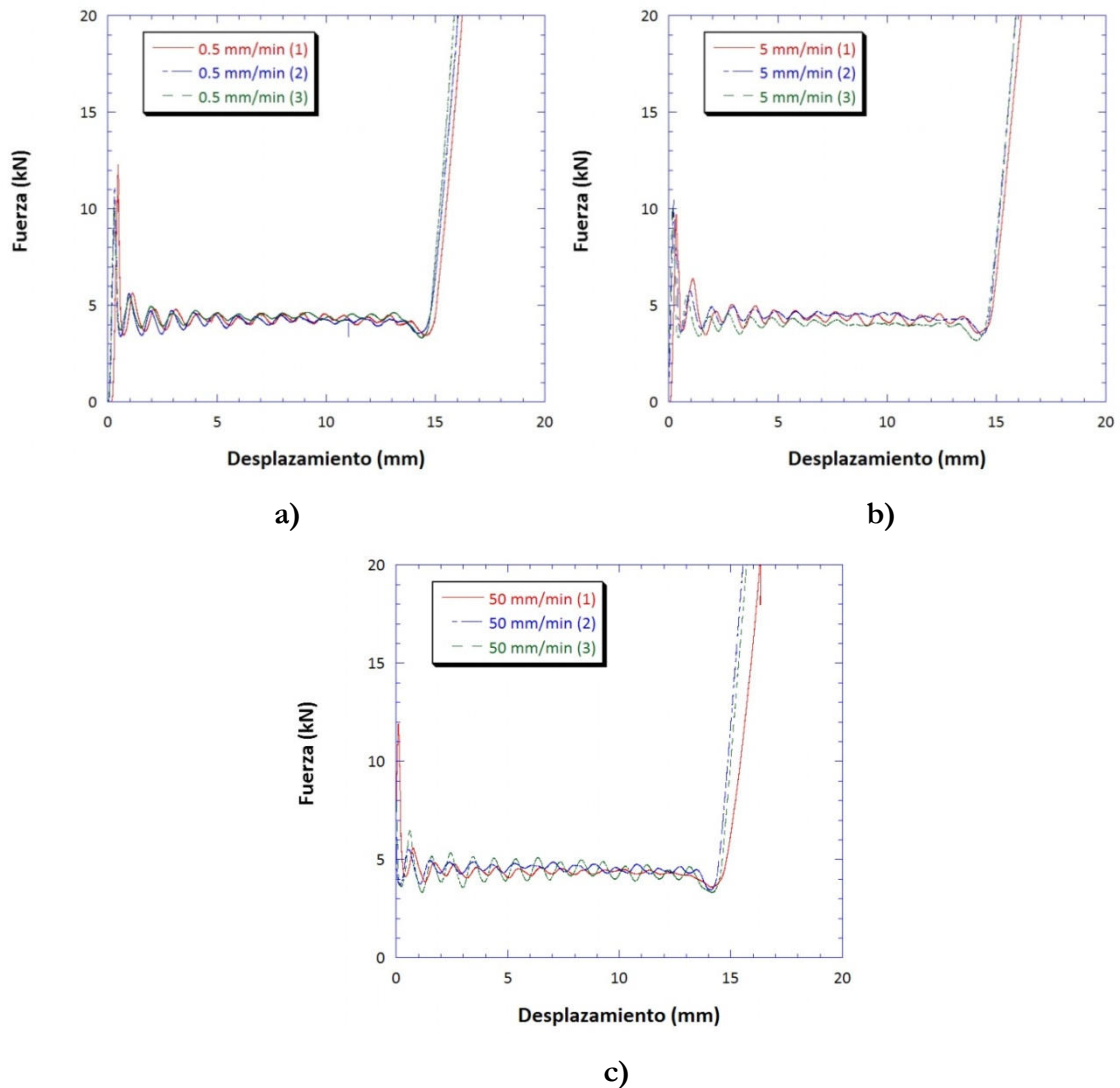


Figura 3.16. Registro fuerza-tiempo de ensayos de compresión uniaxial sobre núcleo de nido de abeja: a) Velocidad 0.5 mm/min, b) Velocidad 5 mm/min, c) Velocidad 50 mm/min.

También se ha observado que la velocidad de ensayo no afecta los resultados obtenidos, en términos de fuerza pico, ni en fuerza de la zona estabilizada (*plateau*) ni en comienzo de la zona de densificación (figura 3.17). Las únicas diferencias observables son debidas a la frecuencia de toma de datos de cada ensayo, la cual depende en cada caso de la velocidad de ensayo elegida.

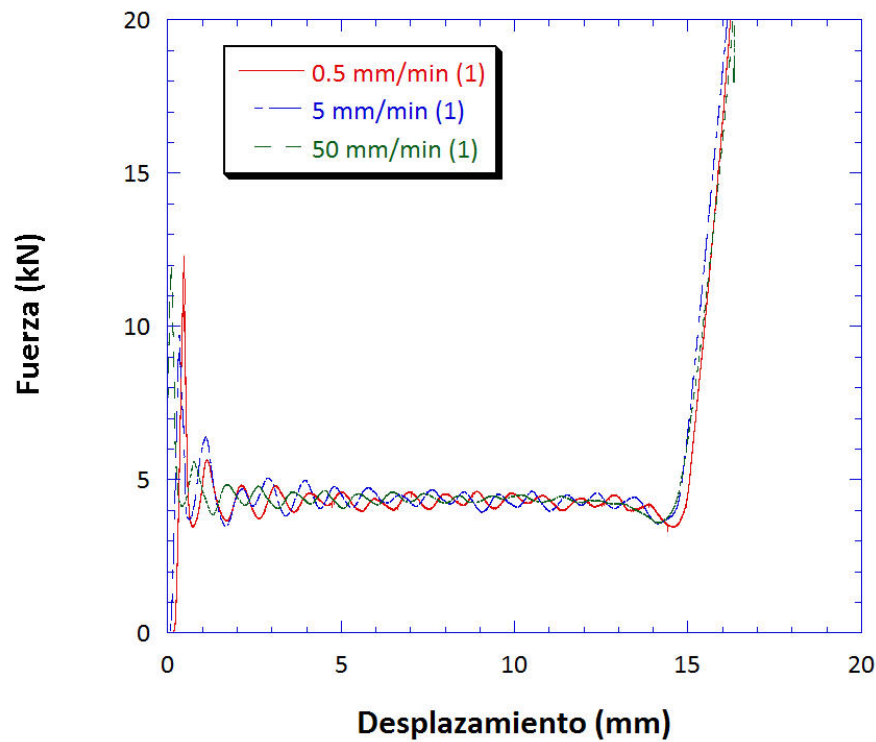


Figura 3.17. Comparación del registro fuerza-tiempo de ensayos de compresión uniaxial sobre núcleo de nido de abeja a tres velocidades de ensayo diferentes.

3.5.2. Ensayos de flexión dinámica sobre vigas sándwich

○ Modo de fallo

Todos los ensayos fueron grabados con una cámara de alta velocidad, cuyas características se detallan en el apartado 3.4.1 de esta memoria. Las grabaciones de los ensayos han permitido realizar un examen visual del fenómeno de impacto en las vigas sándwich.

Como el impacto se produce sobre la piel superior, se espera encontrar diferencias entre el comportamiento y daño resultante en la piel superior e inferior. Se entiende por rotura o fallo de la viga, la rotura de la piel superior de la estructura sándwich (figura 3.19).

En las figuras 3.18 y 3.19 se muestran la evolución del daño para energías de impacto de 8.30 J y 28.88 J respectivamente. Se ha observado que para energías de impacto más bajas, la viga sándwich exhibe un comportamiento a flexión global, siendo similar el desplazamiento de ambas pieles durante todo el ensayo, mientras que a mayores energías, cobran más importancia los fenómenos locales.

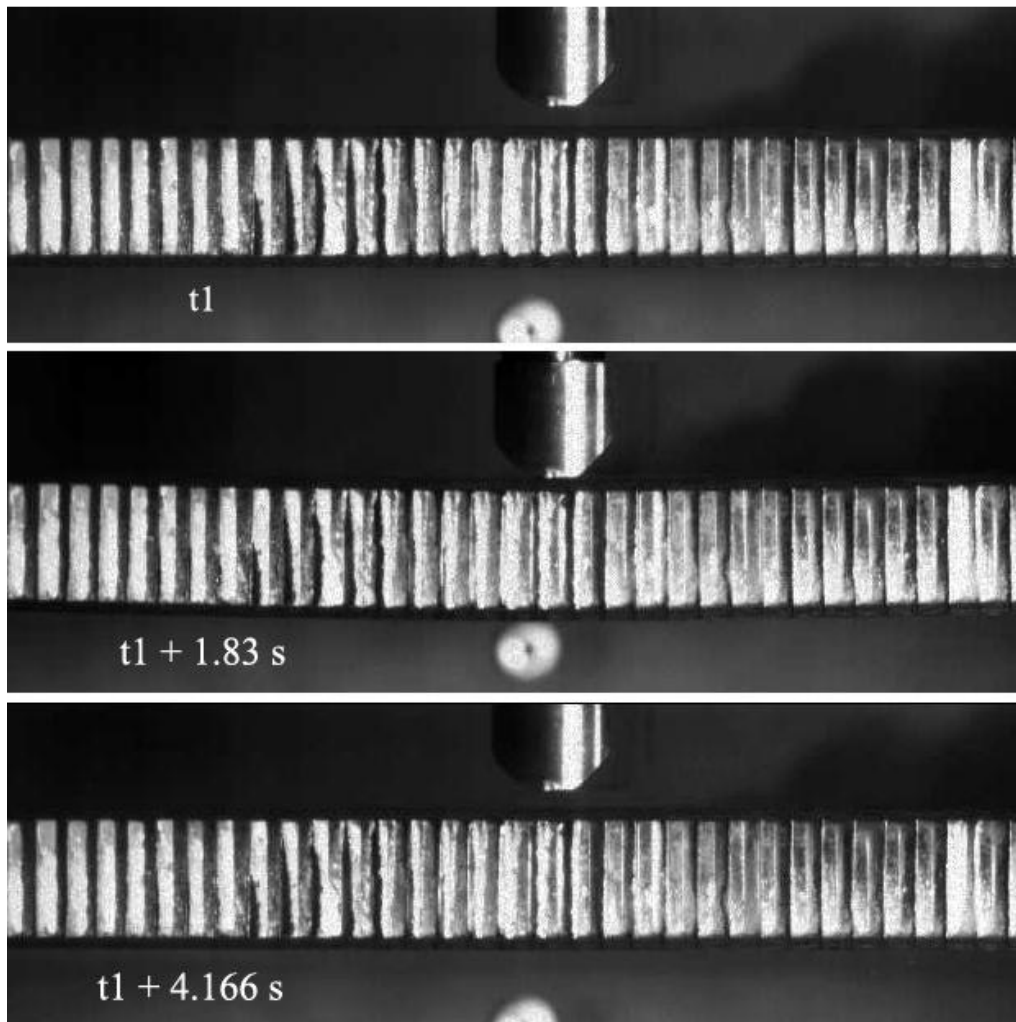


Figura 3.18. Evolución de un impacto con energía de 8.30 J. Percutor Charpy de radio 10 mm.

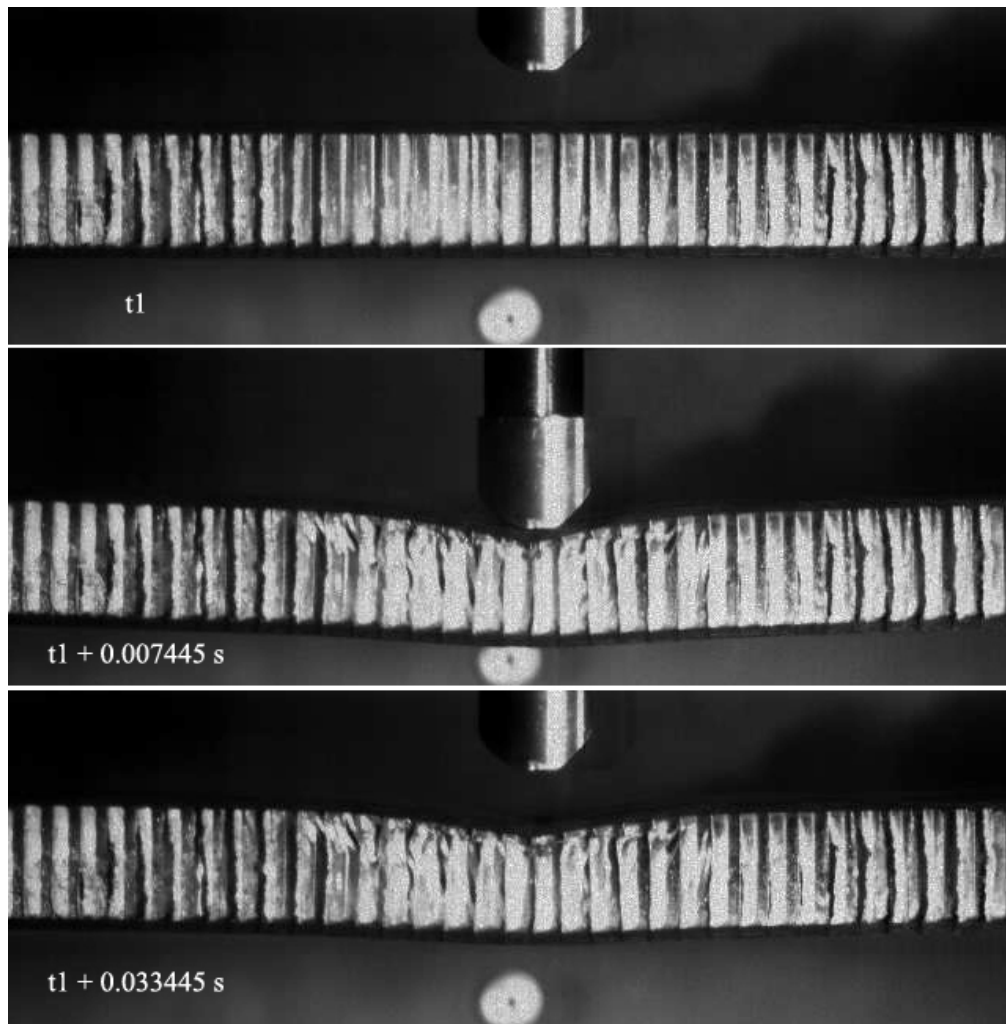


Figura 3.19. Evolución de un impacto con energía de 28.88 J. Percutor Charpy de radio 10 mm.

En el caso presentado en la figura 3.19 y con el aumento de la energía de impacto, se produce bajo la zona afectada una compresión localizada del núcleo, y el fenómeno de compresión subsiguiente favorece la rotura de la piel superior, pues las paredes del núcleo pierden la estabilidad y favorecen la deflexión de la piel de material compuesto.

De los modos de fallo más frecuentes en vigas sándwich mostrados en el capítulo 2 de esta Tesis Doctoral, en estos ensayos de impacto a baja velocidad se han detectado con más frecuencia la aparición de dos de ellos: fallo por compresión local y fallo a compresión de la piel superior. Dos de estos ejemplos de rotura de piel superior se muestran en la figura 3.20.



a)



b)

Figura 3.20. Rotura de la piel superior en las vigas sándwich, a) Fallo por compresión local, b) Fallo a compresión de la piel superior .

En ambos casos la rotura se ha producido en la piel superior de la estructura sándwich, pero en la figura 3.20.a se puede observar que tanto la piel como el núcleo de la viga sándwich, se hallan comprimidos y deformados en una región que se extiende más allá del impacto local. En este caso la excesiva deformación por parte del núcleo ha propiciado una excesiva deflexión de la piel superior bajo la zona de impacto y, por lo tanto, ha llevado la piel superior a la rotura.

En el caso de la viga de la figura 3.20.b, el núcleo sólo se ha deformado por compresión en la zona bajo la rotura de la piel superior, por lo que en este caso el daño se ha generado en la piel de laminado y el fallo de la viga sándwich, entendido como la rotura de la piel superior, se ha producido por el fallo del laminado a compresión.

Evaluar de forma visual el daño sin llegar a rotura sufrido por la piel superior en estas estructuras no resulta sencillo, pues a diferencia de los laminados reforzados por fibra de vidrio, que son de naturaleza translúcida, las pieles de laminado reforzadas por fibra de carbono son opacas y su inspección requiere

de herramientas más avanzadas, por lo que en los casos en los que no se llega a producir la rotura de la piel superior, el daño se observa a través de las curvas y resultados obtenidos para la fuerza de contacto a lo largo del tiempo, el desplazamiento máximo de las pieles y la energía absorbida. Estos resultados serán indicativos de lo solicitada que se encuentre la estructura durante el impacto, y por lo tanto pueden dar una idea del daño sufrido por las pieles.

○ Fuerza de contacto

En la figura 3.21 se representan las curvas de la fuerza con respecto al tiempo para algunos ensayos a diferentes energías de impacto, los cuales se consideran representativos.

En las figuras 3.21.a y 3.21.b se presentan los valores de fuerza correspondientes a dos de los ensayos realizados a energías de impacto más bajas, 8.30 J y 15.30 J, respectivamente. Las dos curvas son muy parecidas entre sí y su forma senoidal demuestra que se ha producido poco daño sobre la piel superior de la viga sándwich. A energías medias (3.21.c) ya se observa un cierto cambio en la curva presentada, que puede representar el daño producido en la piel superior del sándwich por impacto. Para energías más altas, de 22.06 J (3.21.d) y 28.88 J (3.21.e), las curvas presentan mucha distorsión debido a la rotura de la piel superior.

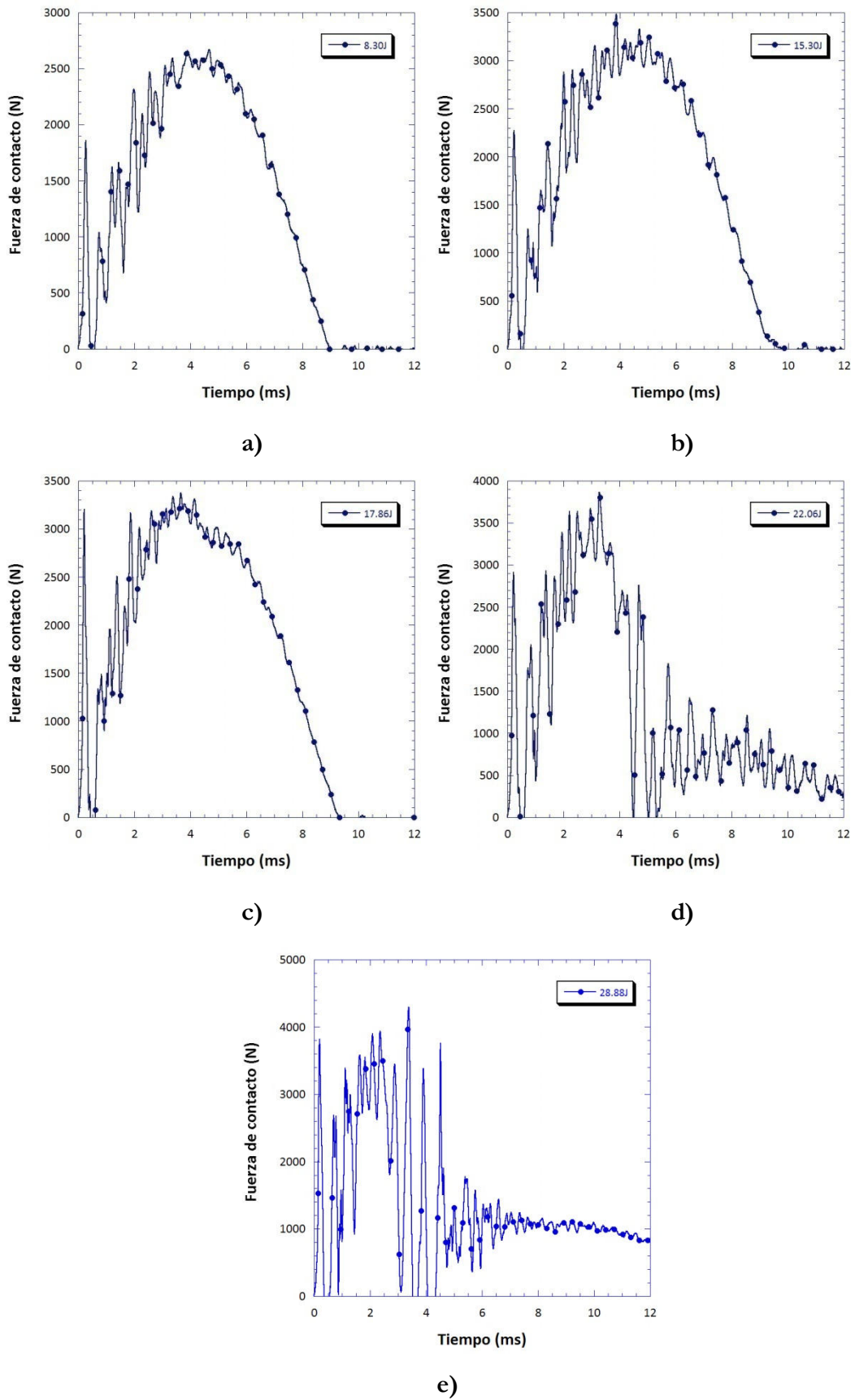


Figura 3.21. Fuerza vs. tiempo para ensayos a diferentes energías de impacto, a) 8.30 J, b) 15.30 J, c) 17.86 J, d) 22.06 J, e) 28.88 J

En el rango de energías en torno a los 21 J, los resultados de la fuerza de contacto con respecto al tiempo fueron dispares como muestran las figuras 3.22.a (19.76 J), 3.22.b (20.95 J) y 3.22.c (22.64 J), pues en algunos ensayos se produjo la rotura de la piel superior, mientras que en los ensayos sin rotura, la curva sigue manteniendo la forma senoidal propia de ensayos de impacto a energías más bajas.

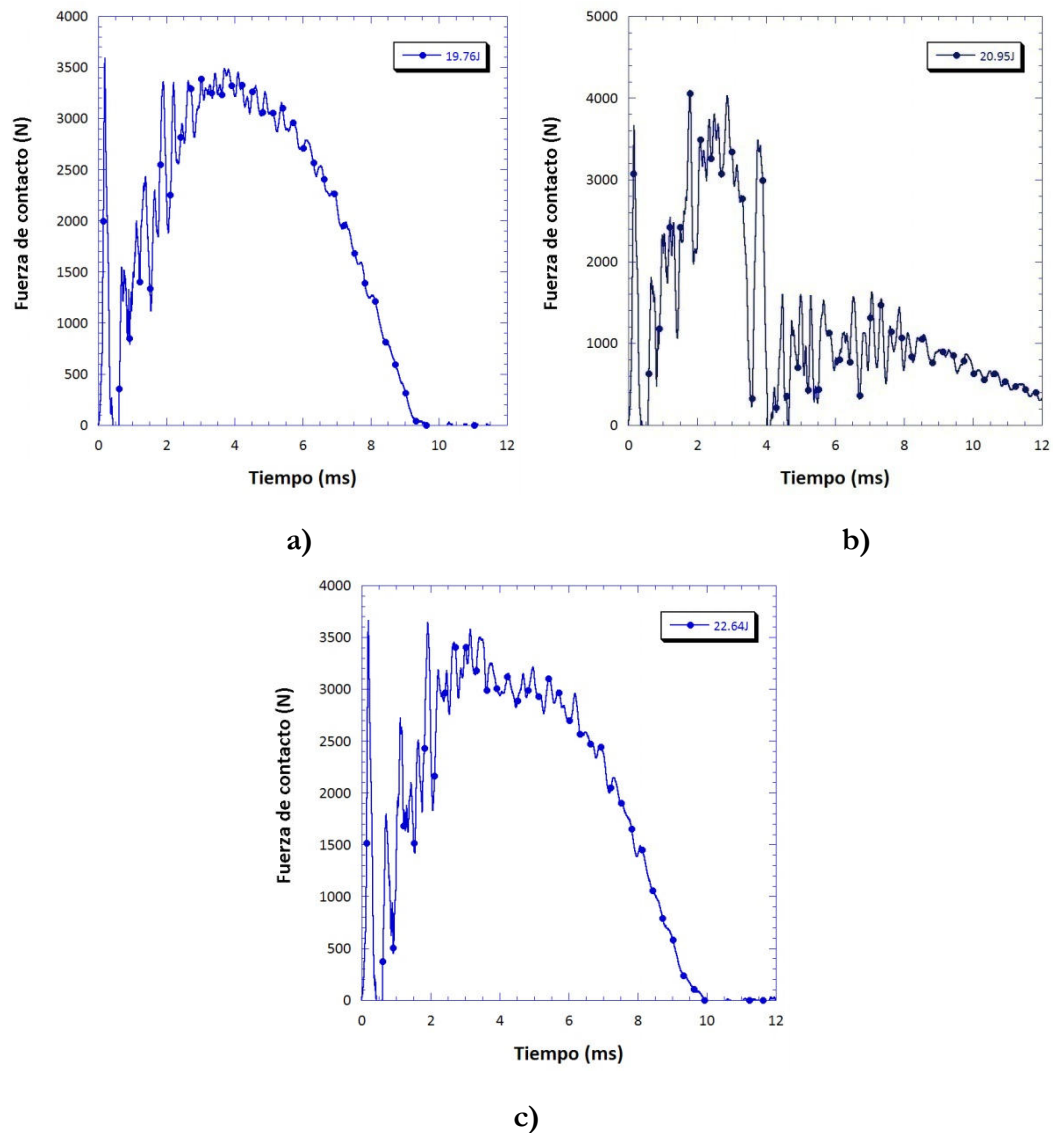


Figura 3.22. Fuerza vs. tiempo para ensayos a diferentes energías de impacto, a) 19.76 J, b) 20.95 J, c) 22.64 J

En el caso de una energía de impacto de 22.64 J, la curva senoidal presenta una cierta variación con respecto a la forma redondeada, lo que significa que la piel superior comienza a verse realmente dañada por el impacto (figura 3.22.c).

Como se ha explicado con anterioridad, la rotura en la piel superior es fácilmente identificable de forma visual, pero debido a la opacidad de la piel de material compuesto reforzada por fibra de carbono, el daño en la piel superior sólo se ha podido evaluar de forma cualitativa a través de la deformación sufrida por el núcleo tras el impacto, así como de la curva de fuerza de contacto frente al tiempo (debido a que las curvas pierden parte de su forma senoidal) y del desplazamiento máximo de las pieles superior e inferior. Tras las observaciones realizadas y teniendo en cuenta la dispersión propia de los resultados experimentales, se puede considerar como valor umbral en el que se produce la rotura de la piel superior, y por tanto, el fallo de la estructura sándwich, a un intervalo de valores de energías de impacto en torno a 21 J.

El ruido presente en las gráficas correspondientes a energías más altas, confunde los resultados de fuerza máxima en cada ensayo, pues aunque aparentemente presentan máximos de 5000 N de valor, si no se tiene en cuenta ese valor pico debido al ruido de la señal, la curva global posee una fuerza máxima de aproximadamente entre 3500 N y 4000 N, como en el caso de la energía de impacto de 28.88 J. Esto quiere decir que llegados a un punto, la fuerza máxima no aumenta en su valor, aunque así lo haga la energía de impacto. Los valores máximos de fuerza obtenidos en todos los ensayos realizados junto a los valores de energía de impacto, se presentan en la tabla 3.8.

Representando estos valores de fuerza máxima en la figura 3.23 se pueden observar dos tendencias en el valor de la fuerza máxima registrada en el ensayo. Para energías de impacto inferiores al intervalo cercano a la energía umbral (en torno a 21 J) la fuerza máxima de contacto parece aumentar con el aumento de la energía de impacto, mientras que tras la rotura de la piel superior (energías superiores a 21 J), este valor se mantiene más o menos constante. Esto puede ser debido a que la piel superior al verse sometida a un gran impacto, rompe y es incapaz de soportar mayor fuerza.

Asimismo a través de los resultados obtenidos en los ensayos de compresión uniaxial de núcleo de nido de abeja se ha observado que superada una carga crítica, la fuerza de aplastamiento del núcleo se mantiene constante hasta densificación. Dado que en los ensayos de impacto no se llega a alcanzar ese punto de densificación, la deformación del núcleo se encontraría actuando sobre la zona de la meseta, donde la fuerza no aumenta aun con el aumento de la deformación por parte del núcleo.

Tabla 3.8. Fuerza máxima obtenida en cada ensayo.

Código de ensayo	Energía de impacto (J)	Fuerza Máxima (N)
10_1	8.30	2671.20
15_1	13.67	3587.04
15_2	13.54	3615.66
17_1	15.30	3482.10
17_2	16.18	3482.10
20_1	17.86	3377.16
20_2	18.52	3978.18
20_3	18.79	3434.40
22_1	19.76	3587.04
22_2	19.66	3796.92
22_3	20.95	4092.66
25_1	22.82	3653.82
25_2	22.06	3863.70
25_3	22.64	3663.36
25_4	22.85	4227.00
30_1	28.88	4064.00
30_2	27.92	3980.00
30_3	27.87	3894.00
37_1	36.41	3911.00
37_2	34.42	4417.00

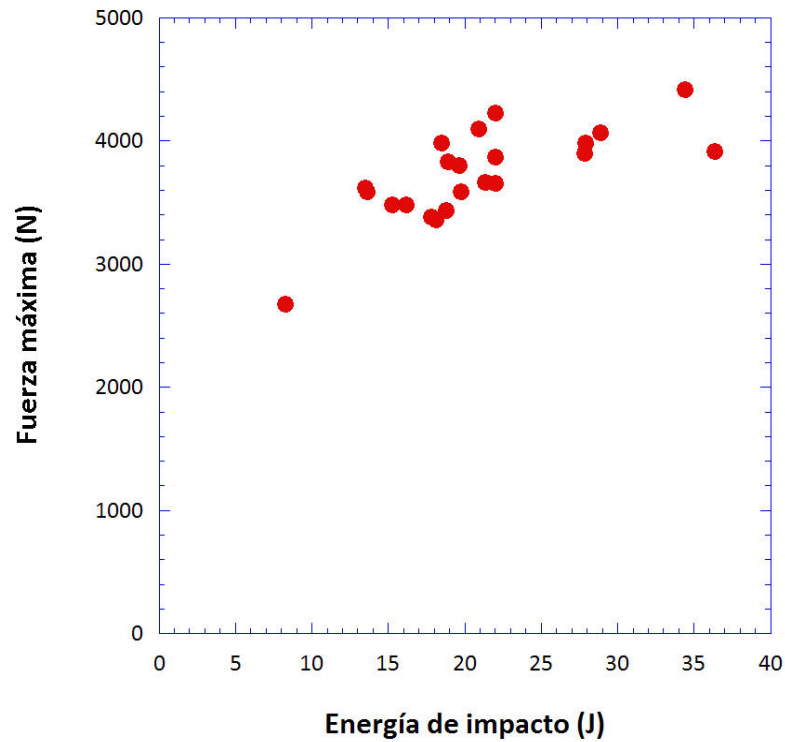


Figura 3.23. Fuerza máxima en cada ensayo.

○ Desplazamientos máximos de las pieles

Debido a la configuración que presentan los materiales sándwich (dos pieles y un núcleo entre ellas), se pueden obtener diferentes desplazamientos durante el impacto para la piel superior e inferior (figura 3.24).

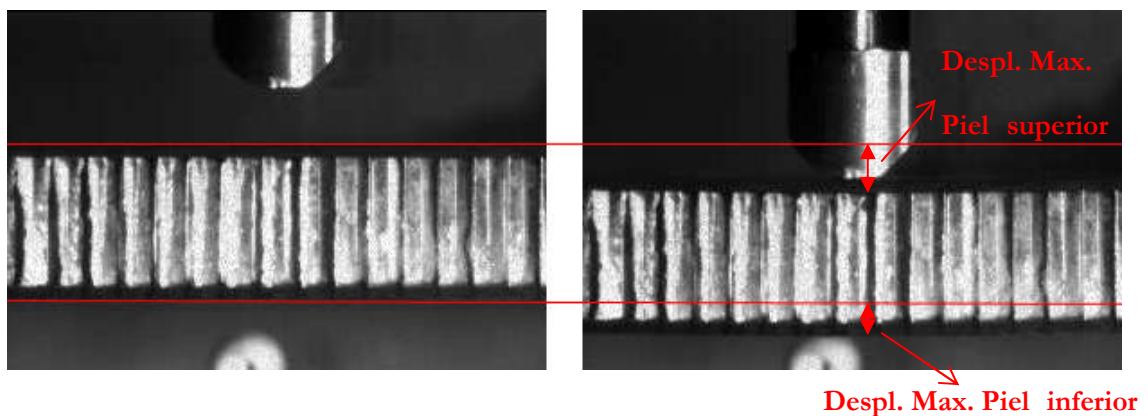


Figura 3.24. Desplazamiento máximo de la piel superior e inferior durante un impacto. Energía de impacto de 8.30 J.

A través del software de la cámara es posible obtener el valor máximo del desplazamiento para cada una de las pieles durante el ensayo, pero no su evolución a lo largo del tiempo.

Las diferencias entre valores de desplazamiento máximo de piel superior e inferior, se pueden observar más claramente en la tabla 3.9 y en la figura 3.25, donde se realiza la comparativa del desplazamiento máximo de las pieles en ensayos a diferentes energías de impacto.

Tabla 3.9. Máximos desplazamientos de las pieles superior e inferior.

Código de ensayo	Energía de impacto (J)	Desplaz. máx. piel superior (mm)	Desplaz. máx. piel inferior (mm)
10_1	8.30	5.83	5.83
15_1	13.67	6.66	6.66
15_2	13.54	6.94	6.66
17_1	15.30	8.33	8.05
17_2	16.18	8.33	8.05
20_1	17.86	8.88	8.33
20_2	18.52	9.16	8.88
20_3	18.79	8.88	8.61
22_1	19.76	9.72	8.88
22_2	19.66	9.72	9.16
22_3	20.95	10.55	6.94
25_1	22.82	11.38	8.88
25_2	22.06	10.83	8.61
25_3	22.64	10.27	10
25_4	22.85	12.50	8.05
30_1	28.88	16.11	11.11
30_2	27.92	13.88	10
30_3	27.87	15.27	10.83
37_1	36.41	30.27	30.27
37_2	34.42	32.22	29.16

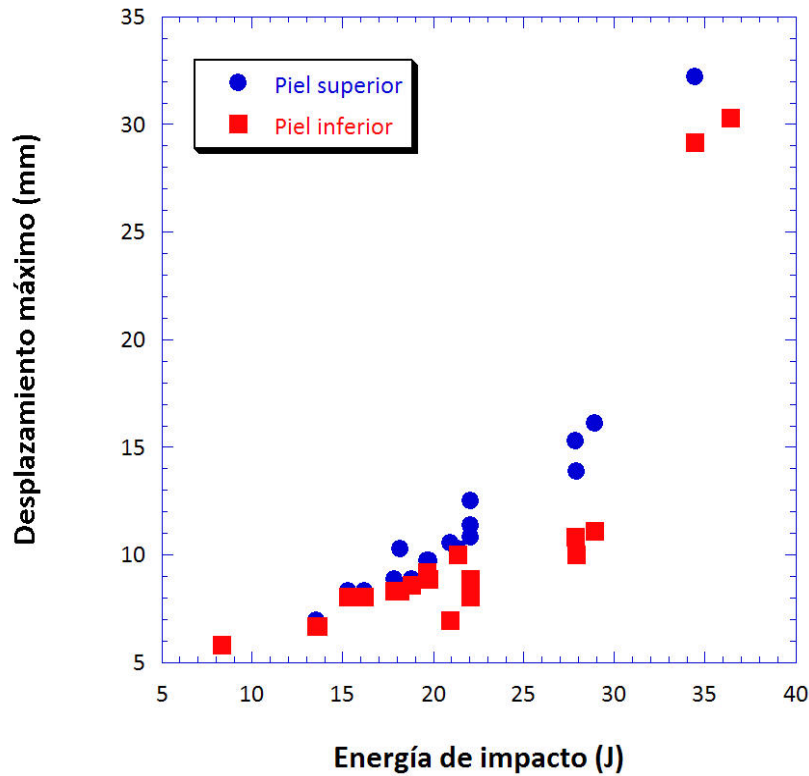


Figura 3.25. Comparación entre desplazamientos de las pieles superior e inferior para diferentes energías de impacto.

Para bajas energías, el desplazamiento de ambas pieles es prácticamente el mismo, siendo siempre ligeramente mayor el desplazamiento de la piel que directamente recibe el impacto, es decir, la piel superior. En estos casos, prácticamente ambas pieles se desplazan lo mismo debido a que se encuentran trabajando a flexión de manera similar, pudiendo suponerse despreciable el efecto del fenómeno de compresión bajo la zona de impacto.

La diferencia entre el desplazamiento máximo de ambas pieles se hace más visible para energías medias, alrededor de la energía umbral de 21 J. Esto es debido a la aparición de fenómenos localizados en la zona bajo el impacto, como pueda ser la indentación por parte de las pieles de material compuesto y la compresión del núcleo de nido de abeja. Todos estos fenómenos locales propician la rotura de la piel superior de la estructura sándwich.

Para altas energías de impacto la diferencia entre ambos desplazamientos máximos es evidente y la piel superior puede llegar a desplazarse el doble que la

piel inferior. En ninguno de los casos ensayados, la piel inferior de la viga sándwich llegó a romperse, y sólo en el caso de máxima energía de impacto ensayada (36.41 J) la recuperación de la horizontalidad por parte de la piel inferior no fue total.

○ Energía absorbida

De un ensayo en torre de caída se puede obtener la curva energía absorbida frente a tiempo, cuya típica forma se muestra en la figura 3.26.

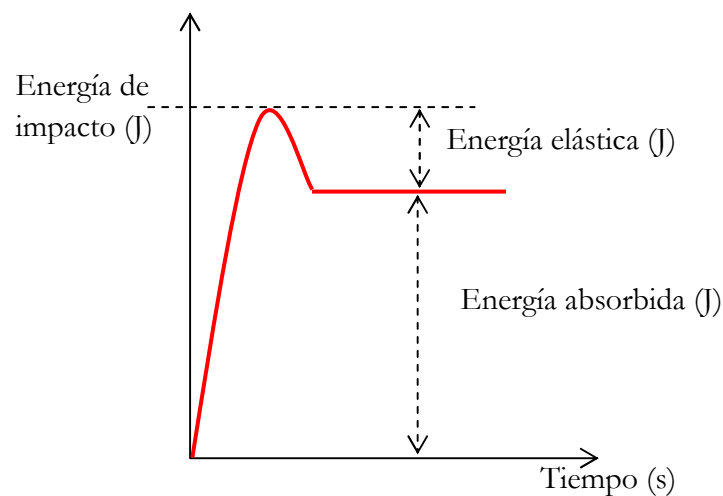


Figura 3.26. Curva típica de energía frente al tiempo para un ensayo en torre de caída.

El valor de la energía frente al tiempo para varios ensayos representativos se representa en la figura 3.27.

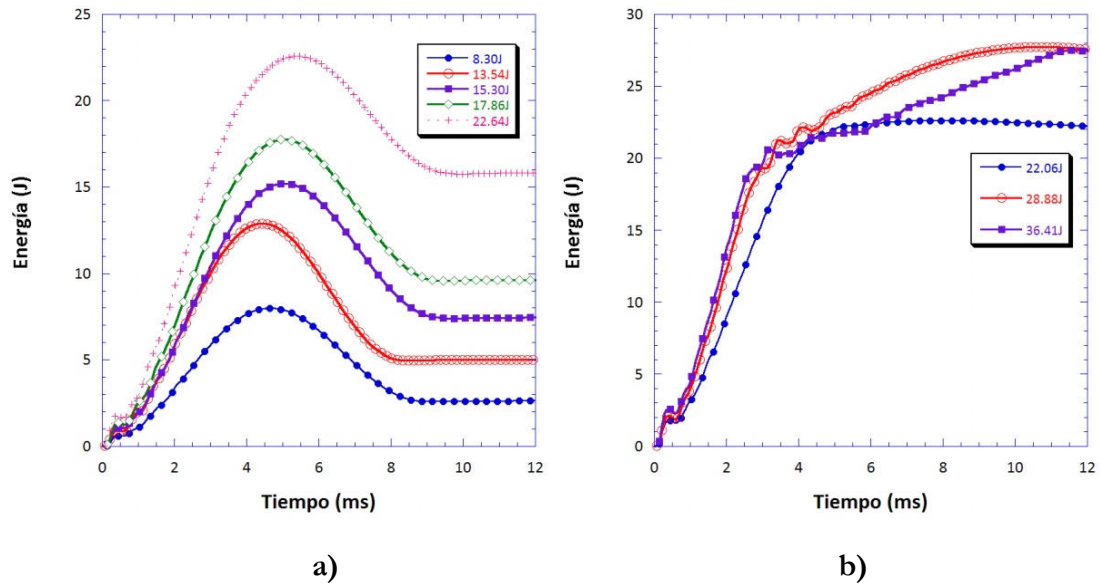


Figura 3.27. Energía vs. tiempo para cada ensayo: a) Energías de impacto sin rotura de piel superior, b) Energías de impacto con rotura de piel superior.

De nuevo se distinguen dos tipos de comportamiento por parte de las vigas sándwich directamente relacionados con la energía de impacto y con la rotura de la piel superior. En la figura 3.27.a se muestran los valores de las energías de impacto a través del tiempo de ensayo para energías bajas y medias. En esos casos se observa que la curva tiene la forma típica para el tipo de ensayo realizado, la absorción de energía es moderada para este rango de energías de impacto, incrementándose con el aumento de la energía de impacto. Sin embargo, para energías altas (figura 3.27.b), se produce la rotura de la piel superior, y la recuperación de energía elástica tras el impacto es nula, evidenciando la plena absorción de la energía de impacto por parte de la viga sándwich.

En la tabla 3.10 se dan los valores de energía absorbida de todos los ensayos realizados, calculadas a partir de las velocidades medidas con la cámara de alta velocidad.

Tabla 3.10. Energía de impacto y energía absorbida en cada ensayo.

Código de ensayo	Energía de impacto (J)	Energía absorbida (J)
10_1	8.30	1.32
15_1	13.67	1.28
15_2	13.54	2.74
17_1	15.30	2.91
17_2	16.18	5.95
20_1	17.86	9.10
20_2	18.52	8.48
20_3	18.79	8.45
22_1	19.76	10.36
22_2	19.66	9.63
22_3	20.95	19.09
25_1	22.82	20.10
25_2	22.06	21.31
25_3	22.64	13.40
25_4	22.85	19.81
30_1	28.88	25.78
30_2	27.92	26.20
30_3	27.87	24.58
37_1	36.41	36.16
37_2	34.42	34.23

Las diferencias observadas en los registros de energía frente a tiempo quedan evidenciadas en la figura 3.28, donde se representa la energía absorbida con respecto a la energía de impacto del ensayo experimental, en valor absoluto y en porcentaje.

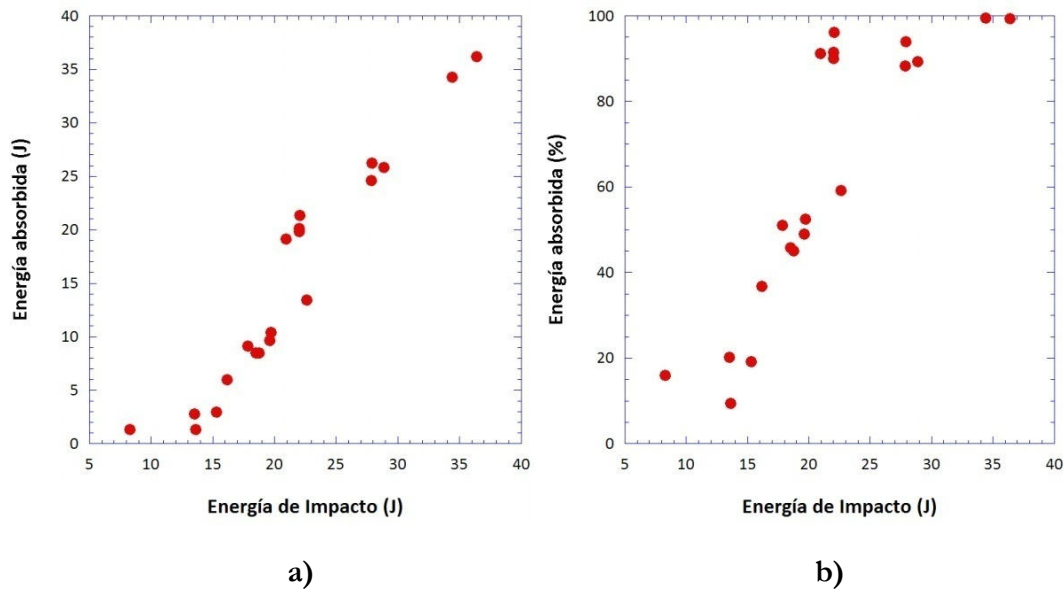


Figura 3.28. Energía absorbida frente a energía de impacto: a) Valor absoluto tras los ensayos, b) Valor en porcentaje.

El salto más evidente entre tendencias en cuanto valor y porcentaje de energía absorbida, viene dada por la rotura de la piel superior, que se produce para energías de impacto en torno a 21 J.

○ Efecto del cambio de percutor en torre de caída

Se llevaron a cabo una nueva serie de ensayos en torre de caída sobre vigas sándwich con una cabeza de percutor diferente a la original para poder realizar observaciones sobre el efecto que produce el cambio de geometría del percutor sobre el impacto a baja velocidad en vigas sándwich.

La nueva cabeza utilizada tiene un radio de punta de 20 mm, lo cual se traduce en un aumento del doble de la zona de contacto entre la piel superior y el percutor durante el impacto con respecto al ensayado previamente, pues el radio de punta del percutor original es de 10 mm.

Debido al cambio de geometría la masa del percutor al completo experimentó una pequeña variación, pasando de los 3.966 kg iniciales a 4.2 kg, por lo que inicialmente para realizar ensayos a energías de impacto similares a los primeros

ensayos, se ajustó convenientemente la altura desde la que se lanzó la masa en la torre de caída.

En primer lugar se muestra la evolución de un impacto de 15.13 J con el percutor de radio 20 mm, donde se observa la rotura de la piel superior tras el mismo (figura 3.29). De nuevo, al igual que ocurre con el percutor de radio de punta de 10 mm, los modos de fallo más frecuentes en las vigas sándwich fueron los correspondientes a la compresión de la piel superior y la compresión local del núcleo.

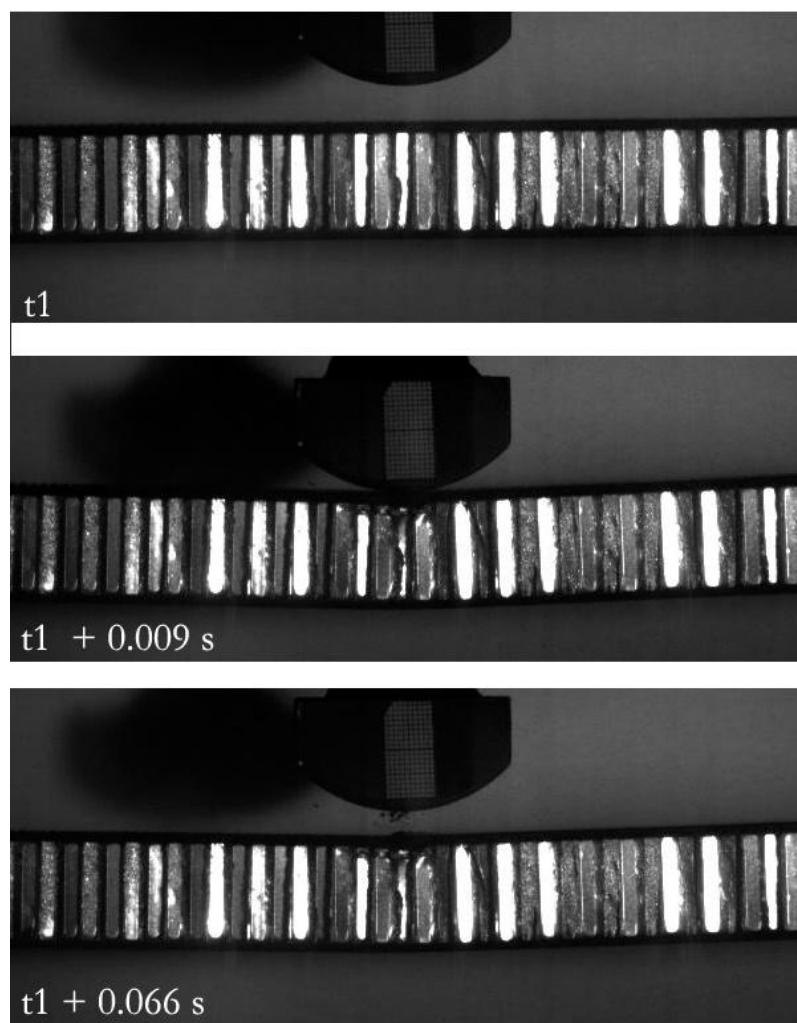


Figura 3.29. Evolución de un impacto con energía de 15.13 J (percutor de 20 mm).

Dos curvas de dos energías representativas, donde se muestran la fuerza de contacto con respecto al tiempo, se presentan en la figura 3.30.

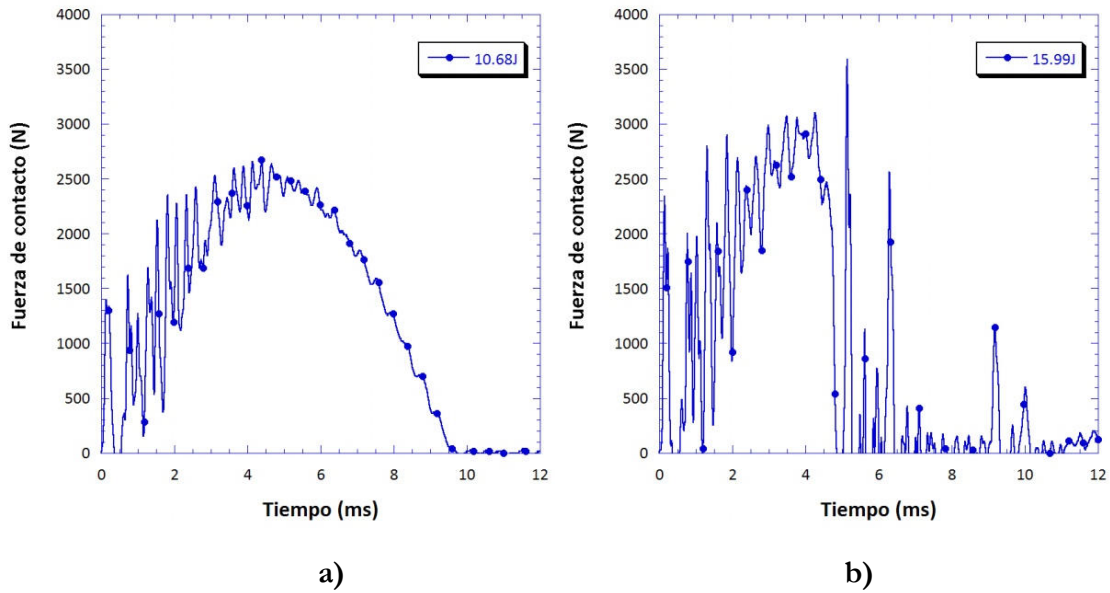


Figura 3.30. Curvas fuerza-tiempo obtenidas para percutor tipo Charpy de radio 20 mm: a) Energía de impacto 10.68 J, b) Energía de impacto 15.99 J.

De nuevo se observa la misma forma en cuanto a las curvas observadas en los ensayos de percutor de radio de 10 mm. Para el ensayo de energía de impacto de 10.68 J, la curva presenta el aspecto senoidal propio de una viga que aun no ha sufrido rotura de piel superior, aunque se puede observar la existencia de mayor grado de ruido que en las curvas cercanas a esa energía de impacto obtenidas para el percutor de radio 10 mm. Esto puede ser un indicativo de que las vigas sándwich se ven más afectadas por el impacto en el caso del uso de percutor de 20 mm, aun a niveles de energía similares. Para energías de impacto donde se produce la rotura de la piel superior, la curva muestra más ruido y el daño es evidente (figura 3.30.b).

Los valores de fuerza máxima de contacto siguen la misma tendencia observada en ensayos anteriores (Figura 3.31). En este caso la energía umbral se encontró alrededor de un valor de 10.5 J, pues para un ensayo de energía de impacto de 10.58 J la piel superior de la viga rompió y sin embargo para uno de 10.68 J no lo hizo. Tras observar que con el nuevo percutor el fallo de la piel superior se producía a energías más bajas de las esperadas, se decidió realizar más ensayos centrando la atención en valores de bajas energías de impacto, que es cuando la

viga parece trabajar en régimen más global, permitiendo obtener más información sobre su comportamiento en términos de absorción de energía.

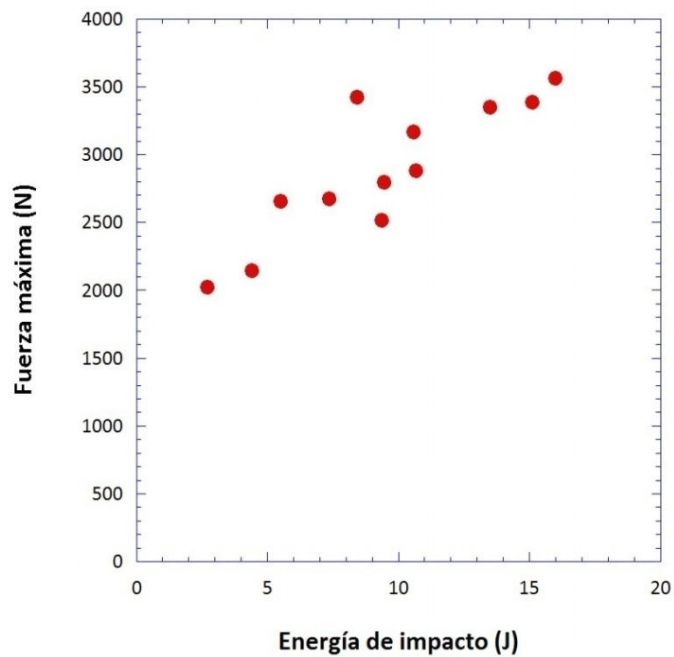


Figura 3.31. Fuerza máxima medida en los ensayos realizados con percutor de 20 mm de radio de punta.

Tabla 3.11. Fuerza máxima obtenida en cada ensayo (percutor de 20 mm).

Código de ensayo	Energía de impacto (J)	Fuerza Máxima (N)
HBCG054	2.73	2019.24
HBCG077	4.41	2142.48
HBCG085	5.51	2654.3
HBCG103	7.36	2673.6
HBCG128	8.42	3422.28
HBCG131	9.38	2512.2
HBCG141	9.47	2796.6
HBCG142	10.68	2881.92
HBCG152	10.58	3166.32
HBCG178	13.51	3346.44
HBCG201	15.13	3384.36
HBCG207	15.99	3564

La fuerza máxima de contacto no representa un verdadero indicativo de la rotura de la piel superior, pues su valor no presenta grandes variaciones para energías de impacto cercanas a la energía umbral. Los valores de las fuerzas máximas obtenidos en los ensayos para percutor de 20 mm de radio, se muestran en la tabla 3.11.

Los desplazamientos máximos para la piel superior e inferior medidos a través de los ensayos grabados por cámara de alta velocidad, demuestran tener el mismo comportamiento observado en ensayos anteriores (figura 3.32 y tabla 3.12).

Para bajas energías de ensayo las pieles de la estructura sándwich prácticamente se desplazan lo mismo y, a medida que la energía de impacto aumenta, así lo hacen las diferencias entre desplazamientos máximos. Los valores que presentan mayores diferencias corresponden a aquellos ensayos en los que se produjo la rotura de la piel superior. En ningún caso se produjo la rotura de la piel inferior.

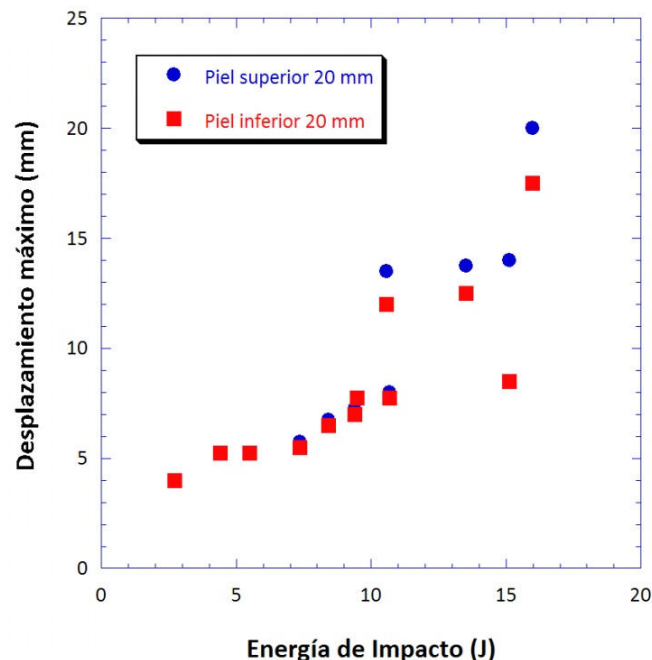


Figura 3.32. Desplazamientos máximos de las pieles superior e inferior para diferentes energías de impacto (percutor de 20 mm).

Tabla 3.12. Máximos desplazamientos de las pieles superior e inferior (percutor de 20 mm).

Código de ensayo	Energía de impacto (J)	Desplaz. máx. piel superior (mm)	Desplaz. máx. piel inferior (mm)
HBCG054	2.73	4	4
HBCG077	4.41	5.25	5.25
HBCG085	5.51	5.25	5.25
HBCG103	7.36	5.75	5.5
HBCG128	8.42	6.75	6.5
HBCG131	9.38	7.25	7
HBCG141	9.47	7.75	7.75
HBCG142	10.68	8	7.75
HBCG152	10.58	13.5	12
HBCG178	13.51	13.75	12.5
HBCG201	15.13	14	8.5
HBCG207	15.99	20	17.5

La figura 3.33 representa la energía absorbida por parte de las vigas sándwich en los ensayos para percutor de 20 mm. De nuevo se observan dos tendencias diferenciadas para el valor de la energía absorbida, coincidiendo el cambio de tendencia con la rotura de la piel superior de la viga sándwich.

Existe cierta dispersión de resultados en la zona de menor energía de impacto, correspondiente a los ensayos de 10.58 J y 10.68 J, pero la rotura de la piel superior parece producirse claramente para energías superiores a 10.5 J, lo que supone una disminución de energía umbral para la rotura de la piel superior del 50% con respecto a los ensayos realizados con el percutor de radio de punta de 10 mm.

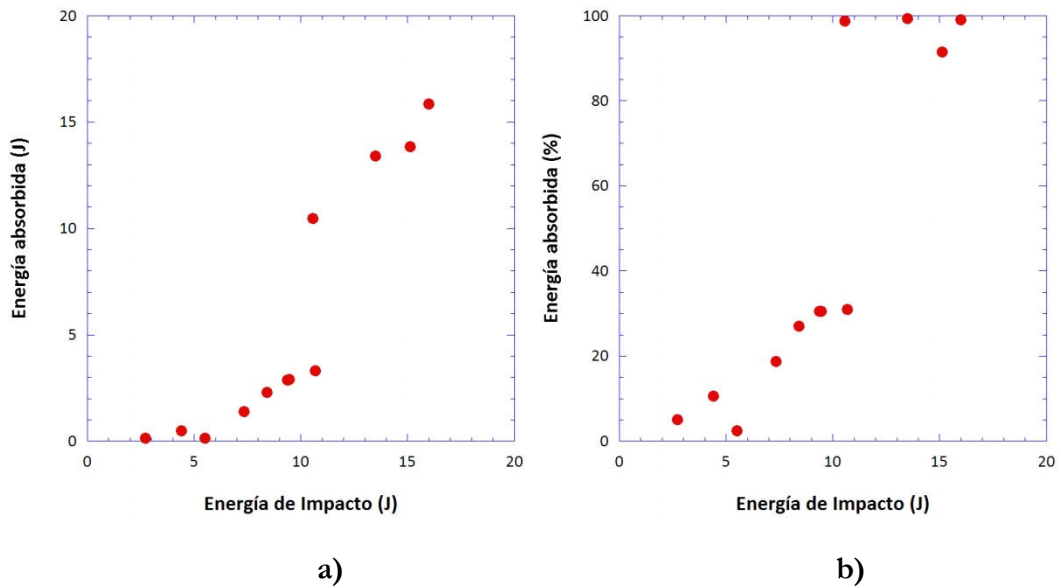


Figura 3.33. Energía absorbida frente a energía de impacto en vigas de percutor de 20 mm: a) Valor obtenido tras el ensayo, b) Porcentaje absorbido.

Existe también cierta dispersión de resultados en las energías de impacto más bajas, pero en para energías algo mayores, el porcentaje de energía absorbida va aumentando al mismo tiempo que lo hace la energía de impacto. Esto es así hasta que se produce la rotura de la piel superior. Los valores para la energía absorbida en el caso de un percutor de radio 20 mm, se presentan en la tabla 3.13.

Todo lo observado parece mostrar que las vigas sándwich a estudio parecen responder mejor ante impactos más localizados y de menor radio de percutor, pues tal y como se puede observar en la figura 3.34, la rotura de la piel superior se produce a energías de impacto mayores en el caso de percutor de menor radio, lo que da un mayor valor de nivel de energía umbral de rotura.

Tabla 3.13. Energía absorbida en cada ensayo (percutor de 20 mm).

Código de ensayo	Energía de impacto (J)	Energía absorbida (J)
HBCG054	2.73	0.14
HBCG077	4.41	0.47
HBCG085	5.51	0.13
HBCG103	7.36	1.37
HBCG128	8.42	2.27
HBCG131	9.38	2.86
HBCG141	9.47	2.89
HBCG142	10.68	3.29
HBCG152	10.58	10.45
HBCG178	13.51	13.40
HBCG201	15.13	13.84
HBCG207	15.99	15.83

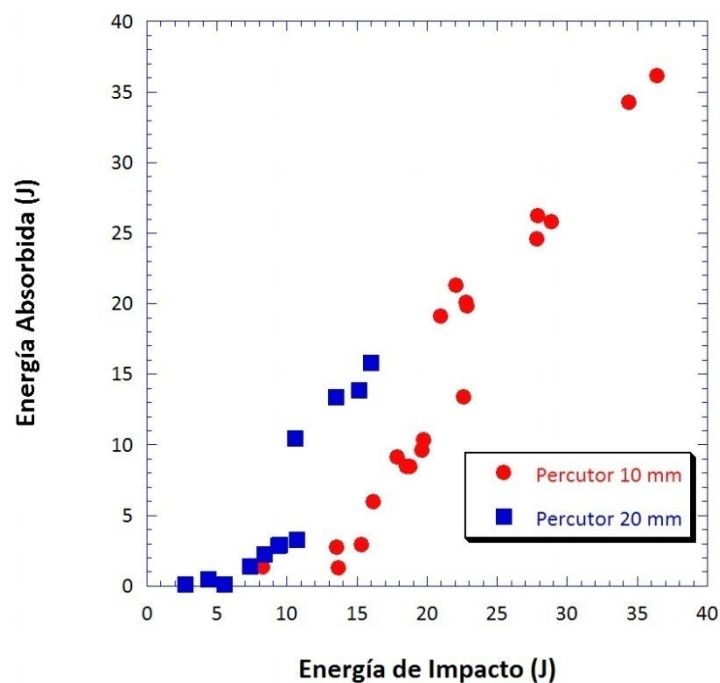


Figura 3.34. Comparación de energía absorbida frente a energía de impacto para percutor de radio 10 mm y percutor de radio 20 mm.

Capítulo 4.

Modelo Analítico

4.1. Introducción

En este capítulo se describe de manera detallada el modelo analítico implementado para estudiar la dinámica del movimiento de una viga sándwich con pieles de material compuesto sometida a un impacto de baja velocidad. Para ello se ha partido de un modelo existente en la literatura modificándolo para que pueda reproducir la respuesta a impacto de las vigas sándwich cuyo estudio experimental se realizó en el capítulo 3.

Inicialmente se presentan las ecuaciones del modelo. Tras formular el modelo se presentará el método de resolución del sistema de ecuaciones y sus resultados se comparan con los resultados obtenidos experimentalmente. El capítulo finaliza con un estudio de la respuesta de la viga sándwich en base a los resultados observados con la variación de los parámetros que lo componen.

4.2. Formulación del modelo

Los modelos analíticos constituyen una herramienta muy útil para realizar predicciones sobre los parámetros que controlan la respuesta global de un elemento estructural, por su rapidez para obtener resultados para una configuración dada. De los distintos tipos de modelos los de masa-muelle son relativamente sencillos de implementar y permiten obtener soluciones precisas, sobre todo para algunos tipos de impacto.

Abrate (2001) propone un modelo (figura 4.1) para representar la respuesta dinámica de un laminado sometido a un impacto de baja velocidad. Este modelo consiste en representar la rigidez lineal de la estructura (K_{fc}) junto a otro muelle que simbolice la rigidez no lineal de la membrana (K_m), así como una masa que represente la masa efectiva de la estructura a estudio m_s , el contacto entre estructura y proyectil y la propia masa del percutor M_1 . Si se desprecia el efecto de la deformación por cortadura en la estructura, el muelle lineal K_{fc} puede ser reemplazado por un muelle más simple donde sólo se

tendrían en cuenta los desplazamientos globales producidos por la flexión de la estructura (K_f). De esta manera la resolución del sistema de ecuaciones resultante se hace mucho más simple.

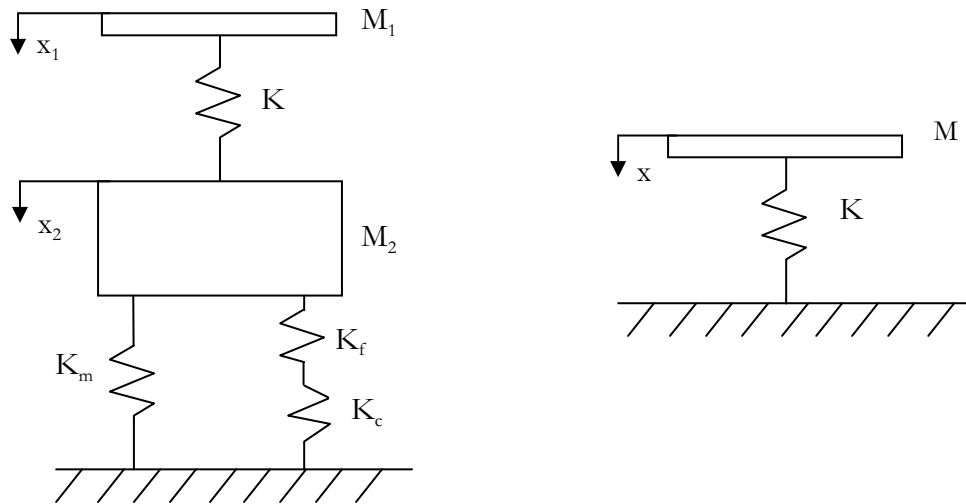


Figura 4.1. a) Modelo de dos grados de libertad, b) Modelo de un grado de libertad.

Existen en la literatura diferentes modelos masa-muelle para estudiar la dinámica del movimiento de impacto sobre estructuras sándwich, entre los que se encuentran los desarrollados por Türk y Hoo Fatt (1998), Hoo Fatt y Park (2001), Gustin et al. (2004) y Maalekzadeh et al. (2005). Todos ellos modelan el impacto de baja velocidad sobre placas sándwich, por lo que para llevar a cabo un estudio del comportamiento de vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad, como las utilizadas en los ensayos experimentales realizados, estos modelos no se pueden aplicar directamente. Por ello se ha partido de un modelo existente para adoptarlo a una viga sándwich.

El escogido para tal propósito fue el desarrollado por Hoo Fatt y Park (2001), pues se trata de un modelo analítico que reproduce con precisión resultados experimentales obtenidos en ensayos de torre de caída sobre placas sándwich de material similar al que se estudia en esta Tesis Doctoral.

Las principales diferencias entre el modelo tomado como punto de partida y el desarrollado en esta Tesis Doctoral son:

- **Cambio de la geometría del percutor.**

En el modelo original el percutor es de cabeza hemiésférica, y se ha modificado para que tenga geometría cilíndrica. Esto obliga a variar la forma del campo de desplazamiento utilizada para hallar la fuerza de indentación no lineal del sistema así como la forma de las regiones en la que se computan las integrales involucradas, tanto bajo la zona de contacto como para el área que se encuentra fuera de éste.

- **Efecto de las masas de la piel superior y de la estructura sándwich sobre el sistema.**

En esta Tesis se consideran las masas correspondientes a la piel superior y de la estructura sándwich, lo que hace que la ecuación resultante no pueda ser resuelta analíticamente. Hoo Fatt y Park consideran despreciables ambas masas frente a la del percutor.

- **No linealidad de la rigidez local de la estructura sándwich.**

Se resolverá el sistema de ecuaciones diferenciales que define la dinámica del movimiento del problema a estudio teniendo en cuenta el efecto de la no linealidad en la fuerza de indentación existente entre percutor y piel superior. Al igual que en el caso anterior, esto conduce a un sistema no resoluble analíticamente debido a que las ecuaciones son no lineales.

- **Empleo de una formulación adimensional.**

Esto permite determinar los grupos de los parámetros más relevantes que controlan el sistema y analizar la sensibilidad del mismo al cambio de estos parámetros.

Para modelar el comportamiento a impacto de baja velocidad sobre vigas sándwich biapoyadas con percutor de cabeza cilíndrica, se utiliza un sistema discreto de dos grados de libertad como el que se muestra en la figura 4.2

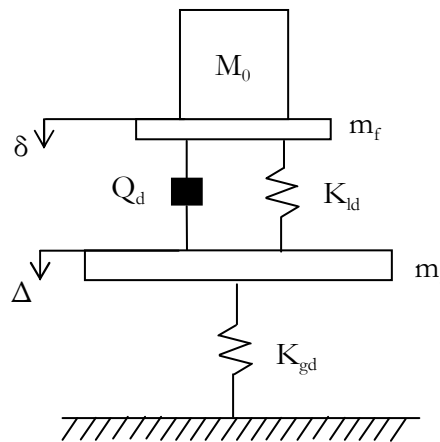


Figura 4.2. Esquema del modelo masa-muelle a estudio, representando el impacto de un percutor M_0 sobre una viga sándwich.

La rigidez dinámica global de la viga se representa como un resorte lineal K_{gd} , mientras que para simbolizar la rigidez local de la estructura, se utiliza un resorte no lineal, K_{ld} . La carga de resistencia a compresión por parte del núcleo viene representada en el sistema masa-muelle por un amortiguador, Q_d . El percutor entra en contacto con la piel superior de la estructura, cuya masa efectiva se denomina m_f . La masa efectiva de la viga sándwich queda representada por m_s . El desplazamiento local de la piel superior y el desplazamiento global de la estructura vienen representados por δ y Δ , respectivamente.

Para la implementación del modelo descrito y su posterior estudio, se hace necesario el cálculo de los diferentes elementos que lo componen; para ello se han empleado ecuaciones de la Mecánica de Sólidos.

Como la viga de material sándwich está formada por dos pieles de material compuesto (fibra de carbono en matriz epoxi) entre las que se interpone un núcleo de nido de abeja de aluminio de baja densidad y menor rigidez, se han tomado diversas hipótesis de partida que simplificarán el desarrollo del modelo.

- Las pieles de laminado no se hallan unidas al núcleo de nido de abeja, si no que están apoyadas sobre él, de manera que cualquier posible resistencia a cortadura que pueda existir entre las pieles y el núcleo debido a su unión, queda excluida del análisis.
- Las deformaciones presentes en el laminado son mayores que el espesor del mismo, de manera que el laminado puede considerarse una membrana, permitiendo despreciar la resistencia a flexión del laminado.
- El núcleo de nido de abeja se comprime tras el impacto de forma constante y sin llegar a densificar. Este hecho se ha verificado a través de los ensayos experimentales, pues en ningún caso y para ninguna de las energías de impacto ensayadas se llegó a alcanzar la densificación del núcleo.

Con estas hipótesis, la indentación localizada debido al impacto se ha modelizado de igual manera que la indentación producida por un percutor sobre una membrana que descansa sobre una base rígida-plástica, representada por el núcleo de nido de abeja, que posee una resistencia a compresión que se denota como q , parámetro que puede ser determinado a través de ensayos cuasi-estáticos uniaxiales de compresión.

La dinámica del movimiento de un sistema de dos grados de libertad como el presentado en la figura 4.2., viene definida por las siguientes expresiones:

$$(M_o + m_f) \cdot (\ddot{\Delta} + \ddot{\delta}) + P(\delta) + Q_d = 0 \quad \text{Ec. (4.1)}$$

$$Q_d + P(\delta) = m_s \cdot \ddot{\Delta} + K_g \cdot \Delta \quad \text{Ec. (4.2)}$$

Donde:

- K_{gd} es la rigidez global del sistema (N/m).
- $P(\delta)$ es la fuerza de indentación, función no lineal de δ (N).
- Q_d es la carga dinámica resistente al aplastamiento del núcleo (N).
- m_s es la masa efectiva de la estructura sándwich (kg).

- m_f es la masa efectiva de la piel superior, sometida a indentación (kg).
- Δ y δ , son los desplazamientos de las masas durante el impacto (m).

Las ecuaciones (4.1) y (4.2) pueden ser resueltas tomando como condiciones iniciales el reposo, que se puede representar como (Abrate, 2001):

$$\Delta(0) = 0 \quad \delta(0) = 0 \quad \dot{\Delta}(0) = V_0 \quad \dot{\delta}(0) = 0 \quad \text{Ec. (4.3)}$$

La única condición inicial no nula viene representada por el valor de la velocidad de del percutor cuando impacta sobre la estructura sándwich. Con estas condiciones, la fuerza de contacto entre el percutor y la piel superior $F(t)$, vendrá dada por la siguiente expresión:

$$F(t) = -M_0 \cdot (\ddot{\Delta} + \ddot{\delta}) \quad \text{Ec. (4.4)}$$

4.3. Cálculo de los parámetros del modelo

Una vez formulado el problema a estudio se presenta como objetivo resolver el sistema de ecuaciones diferenciales presentado en las expresiones (4.1) y (4.2), por lo que a continuación se presenta la metodología para calcular los parámetros que las componen.

4.3.1. Rigidez global

La rigidez global del sistema (K_{gd}) tendrá en cuenta el desplazamiento de la estructura debido a los esfuerzos de flexión y cortadura que la viga sufre bajo el impacto. El sistema de fuerzas a estudio se puede representar esquemáticamente como una viga biapoyada y sometida a una carga en el punto medio:

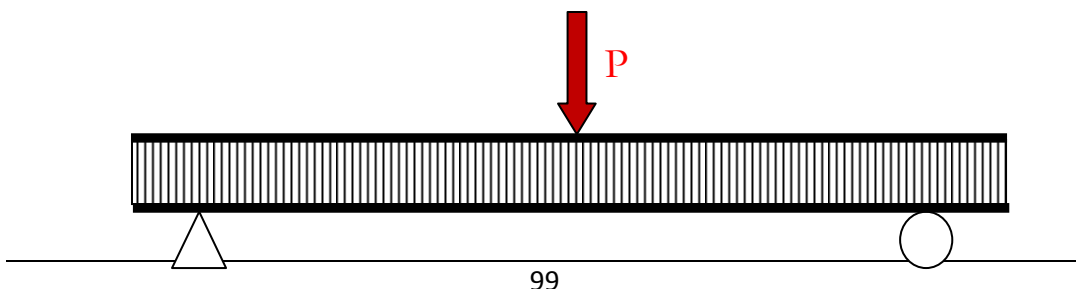


Figura 4.3. Esquema del ensayo de flexión dinámica en tres puntos

Siendo a la distancia entre apoyos de la estructura (m).

En este caso únicamente se presentan momentos flectores y esfuerzos cortantes, por lo que el desplazamiento global de la viga tendrá una componente debida al efecto del momento flector y otra debida al esfuerzo cortante. Para determinar el desplazamiento se aplican las ecuaciones de la Resistencia de Materiales a través de cualquiera de los métodos conocidos: Navier-Bresse, Castigliano, etc.

La rigidez equivalente de la viga sándwich a flexión y a cortadura se puede determinar mediante:

$$\Delta = \Delta_f + \Delta_c = \frac{P \cdot a^3}{48 \cdot \langle E \cdot I \rangle} + \frac{P \cdot a}{4 \cdot \langle G \cdot A \rangle} \quad \text{Ec. (4.5)}$$

La viga sándwich presenta las siguientes propiedades:

$$\langle E \cdot I \rangle = D_{11}^b = \frac{E_{11} \cdot a \cdot h \cdot H^2}{2} \quad \text{Ec. (4.6)}$$

$$\langle G \cdot A \rangle = G_c \cdot a \cdot H \quad \text{Ec. (4.7)}$$

Donde:

- D_{11}^b es la rigidez a flexión de la viga sándwich.
- G_c es el módulo a cortadura del núcleo (Pa)
- a es la distancia entre apoyos (m)
- E_{11} es la rigidez longitudinal a flexión (Pa)
- h es el espesor total de cada una de las pieles de laminado (m)
- H es la altura del núcleo de nido de abeja (m)

En muchos casos, las deflexiones transversales son lo suficientemente pequeñas para que los efectos de la rigidez de la membrana resulten

despreciables, por lo que la rigidez global K_{gd} puede suponerse lineal. A través de dicha hipótesis:

$$P = \Delta \cdot K_{gd} \quad \text{Ec. (4.8)}$$

Sustituyendo la ecuación (4.5) en (4.8) y despejando, se obtiene:

$$K_{gd} = \frac{48 \cdot D_{11}^b \cdot S}{G_c \cdot a \cdot H \cdot a^3 + 12 \cdot D_{11}^b \cdot b} \quad \text{Ec. (4.10)}$$

Donde K_{gd} es la rigidez estática global de una viga sándwich biapoyada sometida a un ensayo de flexión en tres puntos.

4.3.2. Fuerza de contacto

Minimizando la energía potencial con respecto al desplazamiento de la piel superior, se obtiene la fuerza de indentación asociada al mismo. La energía potencial de una viga sándwich sometida a impacto queda definida como:

$$\Pi = U + D - V \quad \text{Ec. (4.11)}$$

Donde:

- Π es la energía potencial del sistema (J).
- U es la energía elástica de deformación de la piel superior (J).
- D es el trabajo plástico disipado en la compresión del núcleo (J).
- V es el trabajo externo realizado (J).

Previo al cálculo de las energías involucradas en la expresión (4.11), se hace necesario definir una función que represente el campo de desplazamientos de la piel superior durante el impacto.

En el caso de un impactador cilíndrico, y si el contacto con la piel superior es mucho menor que el radio del mismo, Aprete et al. (2006) proponen la siguiente solución para el campo de desplazamientos en la piel superior:

$$\delta(x) = w(x) - w(x_0) = \frac{x^2}{2 \cdot R'(x)} \quad \text{Ec. (4.12)}$$

Donde $w(x_0)$ es el desplazamiento vertical en el punto medio y $R'(x)$ es el radio de curvatura en función de x (Figura 4.6).



Figura 4.4. Ilustración de la relación entre la deflexión y el radio de curvatura de la superficie deformada (Aprete et al. 2006)

Por simplicidad, en este modelo se ha considerado que el contacto entre la piel superior y el impactador es constante, por lo que el campo de desplazamientos se puede describir con la función cuadrática presentada en la ecuación (4.13):

$$d(x) \begin{cases} d_o & \text{para } 0 < x < R_{eq} \\ d_o \cdot \left[1 - \frac{(x - R_{eq})^2}{(\xi - R_{eq})^2} \right] & \text{para } R_{eq} < x < \xi \end{cases} \quad \text{Ec. (4.13)}$$

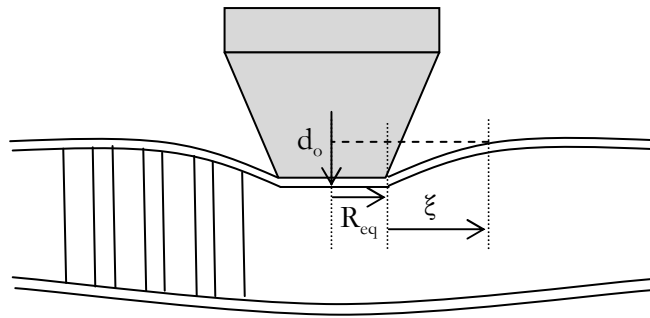


Figura 4.5. Aproximación asumida para el desplazamiento local en el contacto piel superior-impactador.

Cuando se asume para el campo de desplazamientos la forma descrita en la expresión (4.13), la energía elástica de deformación para una membrana queda definida por:

$$U = \frac{1}{8} \iint \left[A_{11} \cdot \left(\frac{\delta d(x)}{\delta x} \right)^4 + A_{22} \cdot \left(\frac{\delta d(x)}{\delta y} \right)^4 + (2 \cdot A_{12} + 4 \cdot A_{66}) \cdot \left(\frac{\delta d(x)}{\delta x} \right)^2 \left(\frac{\delta d(x)}{\delta y} \right)^2 \right] ds \quad \text{Ec. (4.14)}$$

La expresión general para expresar el trabajo disipado por el núcleo como:

$$D = \iint q_d \cdot d(x) \cdot ds \quad \text{Ec. (4.15)}$$

Y el trabajo de las fuerzas externas como:

$$V = \iint \frac{P}{2 \cdot b \cdot \rho} \cdot d(x) \cdot ds \quad \text{Ec. (4.16)}$$

Para poder minimizar la expresión (4.11), se procede a determinar las integrales presentadas en (4.14), (4.15) y (4.16). Todas ellas deben computarse sobre dos regiones de la viga sándwich: S_1 , correspondiente a la zona de contacto bajo el impactador, y S_2 , que representa a la superficie de la piel superior que no está en contacto con el percutor, pero que se desplaza debido al impacto.

Debido a que el contacto percutor-piel superior se considera constante, por simplicidad se asume la forma de un rectángulo para ambas regiones:

$$\int_{S_1} ds = \int_0^b \int_0^{Req} dr \cdot dy \quad \text{Ec. (4.17)}$$

$$\int_{S_2} ds = 4 \cdot \int_0^b \int_{Req}^{\xi} dx \cdot dy \quad \text{Ec. (4.18)}$$

Siendo b la anchura del impactador y que coincide en valor con la anchura de la viga.

A continuación se procede a calcular las componentes de la energía potencial de la expresión (4.11) en ambas regiones.

4.3.3. Energía elástica

Para la forma de indentación asumida en (4.13), la expresión (4.14) se simplifica en:

$$U = \frac{1}{8} \iint \left[A_{11} \cdot \left(\frac{\delta d(x)}{\delta x} \right)^4 \right] ds \quad \text{Ec. (4.19)}$$

En la zona de contacto proyectil-laminado la derivada de la función indentación presentada en (4.14) es nulo:

$$\left(\frac{\delta d(x)}{\delta x} \right)_{s_1} = 0 \quad \text{Ec. (4.20)}$$

Quedando para esta región 1 el siguiente valor de energía de deformación:

$$U_1 = 0 \quad \text{Ec. (4.21)}$$

En cuanto a la zona exterior al contacto, la función $d(x)$ toma otro valor:

$$\left(\frac{\delta d(x)}{\delta x} \right)_{s_2} = \frac{-2 \cdot d_o \cdot (x - R_{eq})}{(\xi - R_{eq})} \quad \text{Ec. (4.22)}$$

$$U_2 = \frac{1}{8} \int_{s_2} \left(\frac{\delta d(x)}{\delta x} \right)_{s_2}^4 \cdot ds \quad \text{Ec. (4.23)}$$

$$U_2 = \frac{1}{8} \int_{s_2} \left(\frac{-2 \cdot d_o \cdot (x - R_{eq})}{(\xi - R_{eq})} \right)^4 \cdot ds \quad \text{Ec. (4.24)}$$

$$U_2 = \frac{1}{2} \int_0^b \int_{R_{eq}}^{\xi} \left(\frac{-2 \cdot d_o \cdot (x - R_{eq})}{(\xi - R_{eq})} \right)^4 \cdot dx \cdot dy \quad \text{Ec. (4.25)}$$

E integrando la expresión (4.25) se obtiene:

$$U_2 = \frac{8}{5} \cdot \frac{b \cdot A_{11} \cdot d_o^4}{(\xi - R_{eq})^3} \quad \text{Ec. (4.26)}$$

Que representa el valor de la energía elástica de deformación en la región externa al contacto proyectil-laminado.

4.3.4. Energía plástica de deformación

Además de energía elástica de deformación, también existe una componente plástica en la zona de contacto S_1 :

$$d(x) = d_o \quad \text{Ec. (4.27)}$$

$$D_1 = \int_{S_1} q_d \cdot d(x) \cdot ds \quad \text{Ec. (4.28)}$$

Introduciendo la ecuación (2.27) en (2.28):

$$D_1 = \int_0^b \int_0^{Req} q_d \cdot d_o \cdot dr \cdot dy \quad \text{Ec. (4.29)}$$

$$D_1 = q_d \cdot d_o \cdot b \int_0^{Req} dr \quad \text{Ec. (4.30)}$$

Que mediante integración, permite hallar la energía plástica en esa región:

$$D_1 = q_d \cdot d_o \cdot b \cdot R_{eq} \quad \text{Ec. (4.31)}$$

Análogamente para la zona exterior al contacto, S_2 :

$$d(x) = d_o \cdot \left[1 - \frac{(x - R_{eq})}{(\xi - R_{eq})} \right]^2 \quad \text{Ec. (4.32)}$$

$$D_2 = \int_{S_2} q_d \cdot d(x) \cdot ds \quad \text{Ec. (4.33)}$$

$$D_2 = \int_0^b \int_{R_{eq}}^{\xi} q \cdot d_o \left[1 - \frac{(x - R_{eq})}{(\xi - R_{eq})} \right]^2 \cdot dx \cdot dy \quad \text{Ec. (4.34)}$$

$$D_2 = q \cdot d_o \cdot b \int_{R_{eq}}^{\xi} \left[1 - \frac{(x - R_{eq})}{(\xi - R_{eq})} \right]^2 \cdot dx \quad \text{Ec. (4.35)}$$

De donde se obtiene por integración:

$$D_2 = q \cdot d_o \cdot b \cdot \frac{(\xi - R_{eq})}{3} \quad \text{Ec. (4.36)}$$

4.3.5. Trabajo externo

Para calcular el trabajo externo producido por la indentación, se asume que éste tiene únicamente efecto local y, por lo tanto, sólo existe componente en la región de contacto entre el percutor y el laminado (S_1):

$$V = V_1 \quad \text{Ec. (4.37)}$$

$$V_1 = \int_{S_1} \frac{P}{b \cdot 2 \cdot R_{eq}} \cdot d(x) \cdot ds \quad \text{Ec. (4.38)}$$

$$d(x) = d_o \quad \text{Ec. (4.39)}$$

$$V_1 = \int_0^b \int_0^{R_{eq}} \frac{P}{b \cdot 2 \cdot R_{eq}} \cdot d_o \cdot dr \cdot dy \quad \text{Ec. (4.40)}$$

$$V_1 = \frac{P}{b \cdot 2 \cdot R_{eq}} \cdot d_o \cdot b \int_0^{R_{eq}} dr \quad \text{Ec. (4.41)}$$

Tras su integración, se obtiene:

$$V_1 = \frac{P}{2} \cdot d_o \quad \text{Ec. (4.42)}$$

4.3.6. Energía potencial mínima

La energía potencial total (Π) es la suma de las expresiones (4.26), (4.31), (4.36) y (4.42):

$$\Pi = U_1 + U_2 + D_1 + D_2 - V_1 \quad \text{Ec. (4.43)}$$

$$\Pi = \frac{8}{5} \cdot \frac{b \cdot A_{11} \cdot d_o^4}{(\xi - R_{eq})^3} + q \cdot d_o \cdot b \cdot R_{eq} + q_d \cdot d_o \cdot b \cdot \frac{(\xi - R_{eq})}{3} - \frac{P}{2} \cdot d_o \quad \text{Ec. (4.44)}$$

Esta función Π está expresada en términos del desplazamiento d_o , la distancia exterior al contacto ξ y la fuerza de indentación P . Una condición de equilibrio se produce cuando este potencial es mínimo con respecto al desplazamiento:

$$\frac{\delta \Pi}{\delta d_o} = 0 \quad \text{Ec. (4.45)}$$

$$\frac{\delta \Pi}{\delta d_o} = \left[\frac{32}{5} \cdot \frac{b \cdot A_{11} \cdot d_o^3}{(\xi - R_{eq})^3} + q \cdot b \cdot R_{eq} + q \cdot b \cdot \frac{(\xi - R_{eq})}{3} - \frac{P}{2} \right] = 0 \quad \text{Ec. (4.46)}$$

Despejando la fuerza de indentación, P :

$$P = 2 \cdot b \cdot \left[\frac{32}{5} \cdot \frac{A_{11} \cdot d_o^3}{(\xi - R_{eq})^3} + q \cdot 2 \cdot R_{eq} + q \cdot \frac{(\xi - R_{eq})}{3} \right] \quad \text{Ec. (4.47)}$$

La expresión (4.47) muestra el valor de la fuerza de indentación en función del desplazamiento d_o y de un parámetro ξ , que representa la extensión de la zona exterior al contacto y que es de valor indeterminado.

Para obtener el valor ξ , se deriva la fuerza de contacto con respecto a este parámetro y se iguala a cero:

$$\frac{\delta P}{\delta \xi} = 0 \quad \text{Ec. (4.48)}$$

$$\frac{\delta P}{\delta \xi} = 2 \cdot b \cdot \left[\frac{-96}{5} \cdot \frac{A_{11} \cdot d_o^3}{(\xi - R_{eq})^4} + \frac{q}{3} \right] = 0 \quad \text{Ec. (4.49)}$$

Con lo que se puede despejar el valor de ξ :

$$(\xi - R_{eq}) = \left[\frac{288 \cdot A_{11} \cdot d_o^3}{5 \cdot q_d} \right]^{1/4} \quad \text{Ec. (4.50)}$$

Sustituyendo (4.50) en la ecuación (4.47) se obtiene:

$$P = 2 \cdot b \cdot q_d \left[R_{eq} + \frac{4}{9} \left[\frac{288 \cdot A_{11} \cdot d_o^3}{5 \cdot q_d} \right]^{1/4} \right] \quad \text{Ec. (4.51)}$$

Lo que lleva a expresar la fuerza de indentación de la forma:

$$P(d_o) = \alpha + \beta \cdot d_o^{3/4} \quad \text{Ec. (4.52)}$$

Siendo:

$$\alpha = 2 \cdot b \cdot q_d \cdot R_{eq} \quad \text{Ec. (4.53)}$$

$$\beta = \frac{8}{9} q_d \cdot b \cdot \left[\frac{288 \cdot A_{11}}{5 \cdot q_d} \right]^{1/4} \quad \text{Ec. (4.54)}$$

4.3.7. Carga dinámica resistente al aplastamiento del núcleo

La carga dinámica resistente al aplastamiento del núcleo se modela como un amortiguador Q_d cuyo valor dependerá de la huella del contacto entre percutor y núcleo al producirse el impacto. Al tratarse de un percutor cilíndrico, dicha área de contacto vendrá definida por un rectángulo, por lo que:

$$Q_d = 2 \cdot R_{eq} \cdot b \cdot q_d \quad \text{Ec. (4.55)}$$

Siendo:

- R_{eq} es el radio equivalente de la cabeza hemisférica del percutor (m).
- b es la anchura de la viga (m).
- q_d es la resistencia al aplastamiento del núcleo (Pa).

4.3.8. Masas efectivas del sistema

○ Masa efectiva de la piel superior

La masa efectiva de la piel superior de la viga sándwich puede ser calculada de forma aproximada asumiendo que el perfil de velocidades es similar al perfil de desplazamientos. Si las pieles de material compuesto se comportan como una membrana, que presentan mayor indentación que una piel rígida, el perfil de velocidades en la piel superior, viene dado por la derivada de la ecuación (4.13) con respecto al tiempo:

$$d\dot{x} = v(x) = \begin{cases} \dot{d}_o & \text{para } 0 < x < R_{eq} \\ \dot{d}_o \cdot \left[1 - \frac{(x - R_{eq})}{(\xi - R_{eq})} \right]^2 & \text{para } R_{eq} < x < \xi \end{cases} \quad \text{Ec. (4.56)}$$

Siendo \dot{d}_o la amplitud del perfil de velocidades. La energía cinética (Ec) se puede expresar aproximadamente en este caso como:

$$E_c \approx \rho_f \cdot h \cdot R_{eq} \cdot \dot{d}_o \cdot b + 2 \cdot \int_0^b \int_{R_{eq}}^{\xi} \rho_f \cdot h \cdot \dot{d}_o^2 \left[1 - \frac{(x - R_{eq})}{(\xi - R_{eq})} \right]^4 \cdot dx \cdot dy \quad \text{Ec. (4.57)}$$

Donde ρ_f es la densidad de la piel superior de la viga sándwich. Tras la integración de la expresión (4.57) se obtiene:

$$E_c \approx b \cdot \rho_f \cdot h \cdot \dot{d}_o^2 \cdot \left[R_{eq} + 8 \cdot \frac{(\xi - R_{eq})}{5} \right] \quad \text{Ec. (4.58)}$$

Como la energía cinética de una masa efectiva m_f se puede definir como:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m_f \cdot \dot{d}_o^2 \quad \text{Ec. (4.59)}$$

Igualando (4.58) y (4.59), se determina que la masa efectiva de la piel superior es igual a:

$$m_f = 2 \cdot \rho_f \cdot h \cdot b \cdot \left[R_{eq} + 8 \cdot \frac{(\xi - R_{eq})}{5} \right] \quad \text{Ec. (4.60)}$$

Asumiendo que la deflexión de la piel superior debida al impacto afecta hasta un 25% de la longitud de la piel superior de la viga, el parámetro que representa la distancia exterior a la zona de contacto percutor-piel superior, ξ , toma valor $a/4$:

$$m_f = 2 \cdot \rho_f \cdot h \cdot b \cdot \left[R_{eq} + 8 \cdot \frac{\left(\frac{a}{4} - R_{eq}\right)}{5} \right] \quad \text{Ec. (4.61)}$$

○ Masa efectiva de la viga sándwich

Se puede seguir un procedimiento similar para el cálculo de la masa efectiva de la viga. La función que describe el desplazamiento transversal de la viga sándwich, se asume como una aproximación de la solución “exacta” de la serie determinada por Doybns et al. (1981) para placas sándwich simplemente apoyadas sometidas a una carga puntual en su centro. Utilizar la serie completa

se hace complicado debido a los posibles problemas de convergencia asociados a la gran cantidad de términos presentes en la solución total. A partir de estos resultados, la función desplazamiento global para una viga sándwich sometida a una carga en su centro se asume como:

$$\Delta(x) = \Delta \cdot \left(1 - \left(\frac{2 \cdot x}{b}\right)^2\right) \quad \text{para } -a/4 \leq x \leq a/4 \quad \text{Ec. (4.62)}$$

Si el perfil de velocidades es similar al perfil de desplazamientos:

$$\dot{\Delta}(x) = v(x) = \dot{\Delta} \cdot \left(1 - \left(\frac{2 \cdot x}{b}\right)^2\right) \quad \text{para } -a/4 \leq x \leq a/4 \quad \text{Ec. (4.63)}$$

La energía cinética en este caso toma el valor:

$$Ec = 2 \cdot \int_0^b \int_0^{a/4} \rho_s \cdot (H + 2 \cdot h) \cdot \dot{\Delta}^2 \left[1 - \left(\frac{2 \cdot x}{b}\right)^2\right]^2 \cdot dx \cdot dy \quad \text{Ec. (4.64)}$$

Integrando la expresión (4.64) se obtiene:

$$Ec = \frac{2}{3} \cdot b \cdot \rho_s \cdot (H + 2 \cdot h) \cdot a \cdot \dot{\Delta}^2 \quad \text{Ec. (4.65)}$$

Utilizando la expresión de la energía cinética de una masa efectiva m_s :

$$Ec = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot \dot{\Delta}^2 \quad \text{Ec. (4.66)}$$

Igualando (4.65) y (4.66) se obtiene la masa efectiva de la piel superior:

$$m_s = \frac{4}{3} \cdot b \cdot \rho_s \cdot (H + 2 \cdot h) \cdot a \quad \text{Ec. (4.67)}$$

4.4. Resolución de las ecuaciones del modelo

Las ecuaciones descritas en (4.1) y (4.2) son difíciles de resolver debido a la respuesta no lineal de la fuerza entre impactador y viga, por lo que una de las simplificaciones más comunes consiste en modelar esta respuesta local de la piel superior con un muelle similar al que se utiliza para representar la respuesta global de la viga, que se denotará como K_{ld} . Si se asume que la respuesta del muelle local es lineal, la fuerza de indentación se estima como:

$$P(\delta) \approx K_{ld} \cdot \delta \quad \text{Ec. (4.68)}$$

Si además de linealizar la respuesta local, se desprecia la inercia de las masas efectivas a favor de la masa del percutor M_0 , las ecuaciones de movimiento (4.1) y (4.2) se simplifican:

$$M_o \cdot (\ddot{\Delta} + \ddot{\delta}) + K_{ld} \cdot \delta + Q_d = 0 \quad \text{Ec. (4.69)}$$

$$Q_d + K_{ld} \cdot \delta = K_{gd} \cdot \Delta \quad \text{Ec. (4.70)}$$

Convirtiendo el sistema de ecuaciones lineales en otro que puede ser resuelto analíticamente. Esta es la metodología empleada por Hoo Fatt y Park.

Tras la definición de todos los parámetros que componen las ecuaciones de movimiento, se pueden plantear las ecuaciones diferenciales junto con sus condiciones iniciales que permiten resolver el problema. Previamente se han definido las ecuaciones diferenciales:

$$(M_o + mf) \cdot (\ddot{\Delta} + \ddot{\delta}) + P(\delta) + Q_d = 0 \quad \text{Ec. (4.71)}$$

$$Q_d + P(\delta) = m_s \cdot \ddot{\Delta} + K_{gd} \cdot \Delta \quad \text{Ec. (4.72)}$$

En el apartado 4.2. de esta misma memoria, se determinó un valor para la fuerza de indentación en las condiciones de ensayo utilizadas en el estudio experimental:

$$P(\delta) = \alpha + \beta \cdot \delta^{3/4} \quad \text{Ec. (4.73)}$$

Siendo:

$$\alpha = 2 \cdot b \cdot q_d \cdot R_{eq} \quad \text{Ec. (4.74)}$$

$$\beta = \frac{8}{9} q_d \cdot b \cdot \left[\frac{288 \cdot A_{11}}{5 \cdot q_d} \right]^{1/4} \quad \text{Ec. (4.75)}$$

Sustituyendo (4.73), (4.74) y (4.75) en (4.71) y (4.72) se obtiene:

$$(M_o + mf) \cdot (\ddot{\Delta} + \ddot{\delta}) + \alpha + \beta \cdot \delta^{3/4} + Q_d = 0 \quad \text{Ec. (4.76)}$$

$$Q_d + \alpha + \beta \cdot \delta^{3/4} = m_s \cdot \ddot{\Delta} + K_{gd} \cdot \Delta \quad \text{Ec. (4.77)}$$

En esta Tesis el sistema de ecuaciones diferenciales mostrado en (4.76) y (4.77) se ha resuelto directamente y sin utilizar ninguna simplificación. Dado que no existe solución analítica se ha implementado un modelo numérico en Matlab.

Dicho programa no permite la resolución de ecuaciones de segundo orden, por lo que previa a su implementación en el programa matemático, se hace necesario reducir el sistema de ecuaciones diferenciales propuesto en una serie de ecuaciones diferenciales de primer orden.

Para poder reescribir las ecuaciones diferenciales (4.76) y (4.77) como ecuaciones diferenciales de primer orden, se propone el siguiente cambio de variables:

$$\begin{aligned}\Delta &= y_1 \\ \dot{\Delta} &= y_2 \\ \delta &= y_3 \\ \dot{\delta} &= y_4\end{aligned}\tag{Ec. (4.78)}$$

Sustituyendo (4.70) en (4.73) y (4.74) se obtiene:

$$(M_o + mf) \cdot (\dot{y}_2 + \dot{y}_4) + \alpha + \beta \cdot y_3^{3/4} + Q_d = 0 \tag{Ec. (4.79)}$$

$$Q_d + \alpha + \beta \cdot y_3^{3/4} = m_s \cdot \dot{y}_2 + K_{gd} \cdot y_1 \tag{Ec. (4.80)}$$

Tomando como condiciones iniciales las mostradas a continuación:

$$\Delta(0) = 0 \quad \dot{\Delta}(0) = V_0 \quad \delta(0) = 0 \quad \dot{\delta}(0) = 0 \tag{Ec. (4.81)}$$

Este sistema de ecuaciones reducidas se puede resolver mediante el uso de diferentes métodos dentro del programa Matlab. El método escogido en este caso ha sido la rutina de sintaxis *ode45*, que permite la resolución de ecuaciones diferenciales de forma numérica mediante el método de Runge-Kutta.

Tras la obtención de la solución, la fuerza de contacto en este modelo toma la forma:

$$F(t) = -M_0 \cdot (\ddot{y}_2 + \ddot{y}_4) \tag{Ec. (4.82)}$$

4.5. Adimensionalización de las ecuaciones del modelo

4.5.1. Definición de grupos adimensionales

En el sistema de ecuaciones diferenciales presentado en las ecuaciones (4.1) y (4.2) que define la dinámica del movimiento de un sistema masa-muelle de dos grados de libertad, se observa la intervención de una serie de parámetros, como puedan ser la masa del percutor M_0 , la rigidez global de la estructura K_{gd} y la resistencia al aplastamiento por parte del núcleo Q_d . Sin embargo, no todos ellos influyen en el sistema de forma individual, sino que lo hacen de forma agrupada.

Con la adimensionalización de las ecuaciones de movimiento se pretende conseguir que los parámetros involucrados en la dinámica del impacto sobre una viga sándwich aparezcan agrupados en grupos adimensionales con significado físico, de manera que la influencia de los mismos quede reducida al estudio de un mínimo número de ellos. Además, reducir el número de parámetros significativos del problema supone una gran ventaja desde el punto de vista de implementación computacional.

En primer lugar se deciden las escalas del sistema necesarias para poder adimensionalizar las ecuaciones. Para este problema en concreto se han fijado como unidades dimensionalmente independientes el valor de la masa del percutor M_0 , la altura total de la estructura sándwich incluyendo las dos pieles y el núcleo (H) y el espesor de la piel superior de material compuesto (h). La variable temporal se adimensionaliza a través de un tiempo característico t_c . Este tiempo característico se determina a través de la inversa de la frecuencia correspondiente al primer modo de vibración de una viga biapoyada sometida a una carga puntual en su sección central. La fuerza característica del sistema que se designa como P_c , y se calcula más adelante, tras formular el modelo en su

forma adimensional para conseguir una formulación simple de las ecuaciones. Las variables utilizadas en la adimensionalización se presentan en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Variables adimensionales del sistema

$\hat{\delta}$	$\hat{\Delta}$	\hat{F}	\hat{t}_c
$\frac{\delta}{h}$	$\frac{\Delta}{H}$	$\frac{F}{P_c}$	$\frac{t}{t_c}$

El resto de parámetros adimensionalizados surgen de las unidades tomadas como independientes y se presentan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Denominación de los parámetros adimensionales del sistema

\hat{m}_f	\hat{h}	\hat{m}_s	\hat{K}_{gd}	\hat{Q}_d	$\hat{\beta}$	\hat{V}_0
$\frac{m_f}{M_0}$	$\frac{h}{H}$	$\frac{m_s}{M_0}$	$\frac{K_{gd} \cdot H}{P_c}$	$\frac{Q_d}{P_c}$	$\frac{\hat{\beta} \cdot \delta^{3/4}}{P_c}$	$\frac{V_0 \cdot t_c}{H}$
Π_1	Π_2	Π_3	Π_4	Π_5	Π_6	Π_7

A continuación se hace una breve descripción del significado físico de cada uno de los siete grupos adimensionales.

El desplazamiento local adimensional $\hat{\delta}$, se trata de la relación entre el desplazamiento local y el espesor de la piel superior de material compuesto, que es la sometida a los efectos locales de indentación durante el impacto.

El desplazamiento global adimensional $\hat{\Delta}$, relaciona el desplazamiento global de la viga con su espesor total, que incluye las dos pieles de material compuesto y el núcleo de nido de abeja.

La masa efectiva de la piel superior adimensional \hat{m}_f (grupo adimensional Π_1) representa la relación entre la masa efectiva de la piel superior calculada con la expresión (4.61) y la masa del percutor que impacta sobre ella, M_0 . La masa efectiva de la viga sándwich adimensional \hat{m}_s , (grupo adimensional Π_3)

relaciona la masa efectiva de la viga sándwich, calculada con la expresión (4.67), incluyendo pieles y núcleo, con la masa del percutor M_0 .

El espesor adimensional \hat{h} , grupo adimensional Π_2 , relaciona el espesor de la piel superior de material compuesto con el espesor total de la viga.

La rigidez global adimensional \widehat{K}_{gd} , grupo adimensional Π_4 , se trata de la relación entre la rigidez global del sistema, calculada a través de la Resistencia de Materiales, con la fuerza característica P_c y el espesor total de la viga sándwich, que quedó definido como H .

La fuerza de indentación local adimensional $\widehat{P}(\delta)$, relaciona la fuerza de indentación local durante el impacto con la fuerza ejercida por el percutor durante el impacto. La fuerza de indentación depende de dos términos denominados como α y β . Se hace necesario adimensionalizar ambos términos, pero el α adimensional ($\widehat{\alpha}$) toma el mismo valor que el grupo $\widehat{Q_d}$ por lo que simplemente se refiere el efecto de $\widehat{Q_d}$ en las ecuaciones, quedando β adimensional ($\widehat{\beta}$) como grupo adimensional a evaluar (grupo adimensional Π_6).

La resistencia al aplastamiento del núcleo adimensional $\widehat{Q_d}$, grupo adimensional Π_5 , representa la relación entre el aplastamiento sufrido por el núcleo y la fuerza aplicada por el percutor al impactar sobre la viga.

La velocidad inicial adimensional \widehat{V}_0 , grupo adimensional Π_7 , relaciona la velocidad inicial del impactador al entrar en contacto con la viga, con el tiempo característico definido como t_c y el espesor total de la viga sándwich H .

4.5.2. Ecuaciones adimensionalizadas

Introduciendo los grupos adimensionales mostrados en la tabla 4.2 en las ecuaciones (4.1) y (4.2), se obtiene las siguientes ecuaciones adimensionales:

$$(1 + \widehat{m_f}) \cdot \left(\ddot{\Delta} + \frac{h}{H} \cdot \ddot{\delta} \right) + \widehat{P}(\delta) + \widehat{Q_d} = 0 \quad \text{Ec. (4.84)}$$

$$\widehat{Q_d} + \widehat{P(\delta)} = \widehat{m_s} \cdot \ddot{\widehat{\Delta}} + \widehat{K_{gd}} \cdot \widehat{\Delta} \quad \text{Ec. (4.85)}$$

Si se define la fuerza característica, P_c :

$$P_c = \frac{M_0}{M_s} \cdot \frac{H}{4 \cdot a^3} \cdot \langle E \cdot I \rangle \quad \text{Ec. (4.86)}$$

Las condiciones iniciales mostradas en (4.3) también se adimensionalizan:

$$\begin{aligned} \widehat{\Delta}(0) &= 0 \\ \dot{\widehat{\Delta}}(0) &= \frac{V_0 \cdot t_c}{H} \\ \widehat{\delta}(0) &= 0 \\ \dot{\widehat{\delta}}(0) &= 0 \end{aligned} \quad \text{Ec. (4.87)}$$

Las ecuaciones (4.84) y (4.85) pueden ser reescritas como:

$$(1 + \Pi_1) \cdot (\ddot{\widehat{\Delta}} + \Pi_2 \cdot \ddot{\widehat{\delta}}) + \Pi_6 \cdot \widehat{\delta}^{3/4} + 2 \cdot \Pi_5 = 0 \quad \text{Ec. (4.88)}$$

$$\Pi_6 \cdot \widehat{\delta}^{3/4} + 2 \cdot \Pi_5 = \Pi_3 \cdot \ddot{\widehat{\Delta}} + \Pi_4 \cdot \widehat{\Delta} \quad \text{Ec. (4.89)}$$

4.5.3. Validación del modelo analítico

En este apartado se presenta la validación del modelo analítico propuesto, comparando sus resultados con los obtenidos experimentalmente a través de los ensayos de impacto a baja velocidad sobre vigas sándwich presentados en el capítulo 3.

La validación se ha llevado a cabo a través de los siguientes parámetros: curvas fuerza-tiempo, valor de fuerza máxima y tiempo de contacto. Como el modelo no introduce variables de daño sólo se buscaron comparaciones en el régimen

en el que las vigas trabajen de forma elástica, que corresponde a aquellas energías de impacto para las que no existe rotura visible de la piel superior.

El impactador, de acero, tiene un extremo con geometría tipo Charpy, es más rígido que las pieles y tiene un radio efectivo de 0.4 veces el radio de punta de la cabeza del percutor real. La resistencia dinámica al aplastamiento del núcleo, q_d , se tomó como 10% por encima del valor de la resistencia estática al aplastamiento del núcleo q , que puede determinarse de manera experimental a través de los ensayos de compresión uniaxial descritos en el capítulo 3. Diversos estudios, como el realizado por Harding et al. (1989) demuestran que las propiedades dinámicas de un laminado carbono-epoxi se asemejan a sus propiedades estáticas. Las propiedades principales quedan mostradas en la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Propiedades de las vigas sándwich de material compuesto y núcleo de nido de abeja.

Piel	
Laminado	Tejido 0°/90°
Dimensiones	480 mm x 50 mm x 2 mm
Densidad	1600 kg/m ³
Lámina	
Módulo de elasticidad longitudinal	68.9 GPa
Módulo de elasticidad transversal	68.9 GPa
Modulo de elasticidad a cortadura	9 GPa
Coeficiente de Poisson principal	0.22
Núcleo	
Densidad	77 kg/m ³
Diámetro celda	6.35 mm
Altura	20 mm
Módulo de cortadura	144 MPa
Impactador	
Radio	10 mm
Masa	3.966 Kg

Las constantes aparentes del laminado de las pieles se han calculado con la teoría del laminado (Kaw 1997, Barbero 1999, Reddy 1997).

4.6. Resultados de la validación

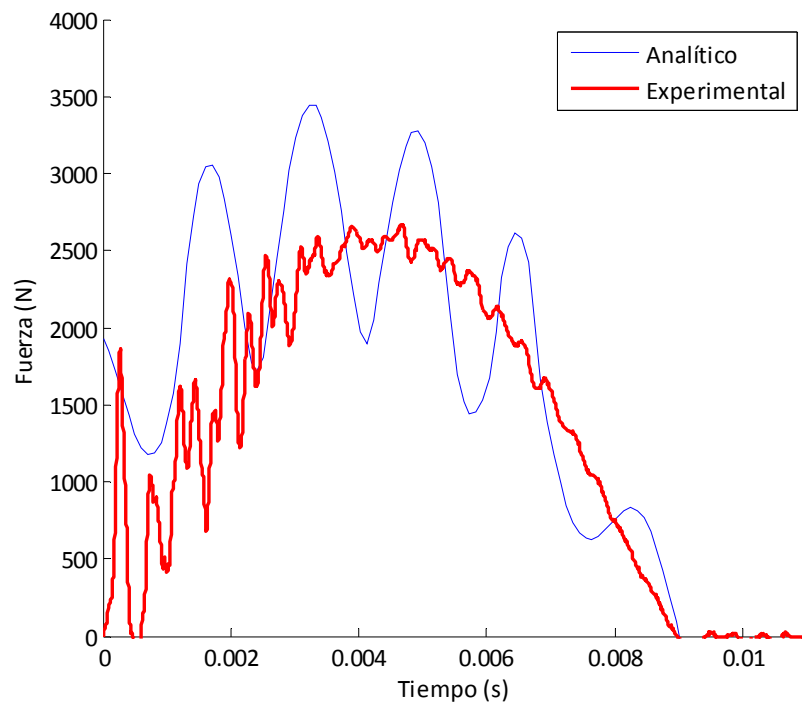
La velocidad del percutor correspondiente a las condiciones iniciales mostradas en la ecuación (4.79) está relacionada directamente con la energía de impacto. Para la velocidad inicial del percutor, se tomó el valor medido de forma experimental a través de las grabaciones realizadas con la cámara de alta velocidad.

En la tabla 4.4 se muestran las correspondencias entre la energía de impacto y el valor de la velocidad inicial del percutor utilizadas en la validación del modelo analítico.

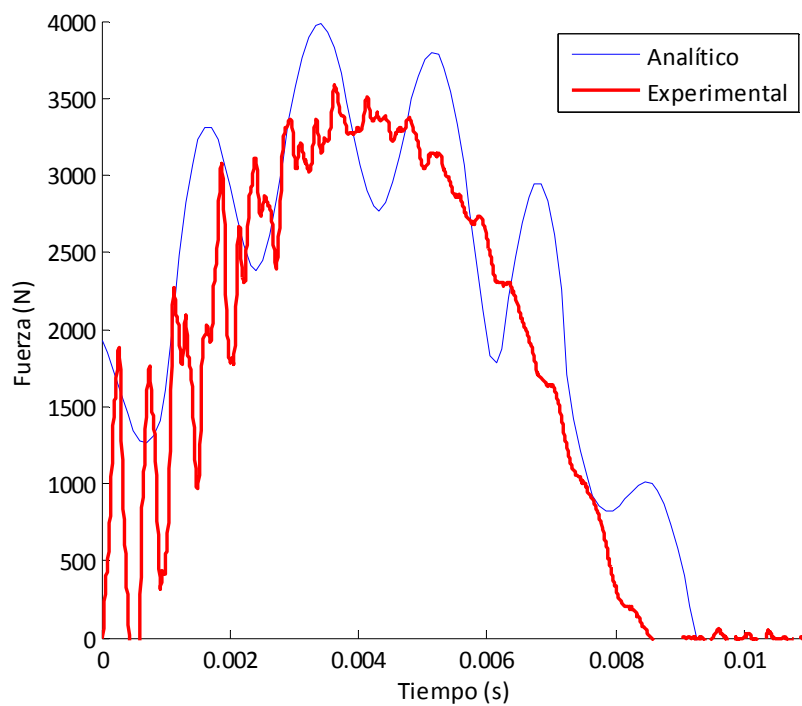
Tabla 4.4. Correspondencia entre energía de impacto y velocidad de impacto del percutor

Energía de impacto (J)	Velocidad de impacto (m/s)
8.30	2.04
13.67	2.62
15.30	2.77
17.86	3.00

Las figuras 4.6 y 4.7 muestran la comparación entre las curvas fuerza-tiempo obtenidas con el modelo analítico y su registro experimental a diversas energías de ensayo.

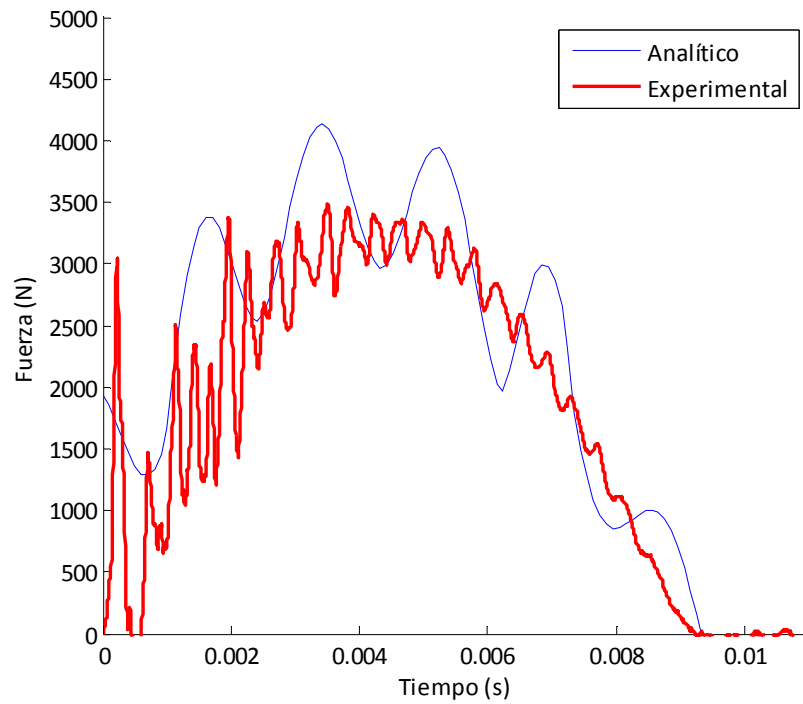


a)

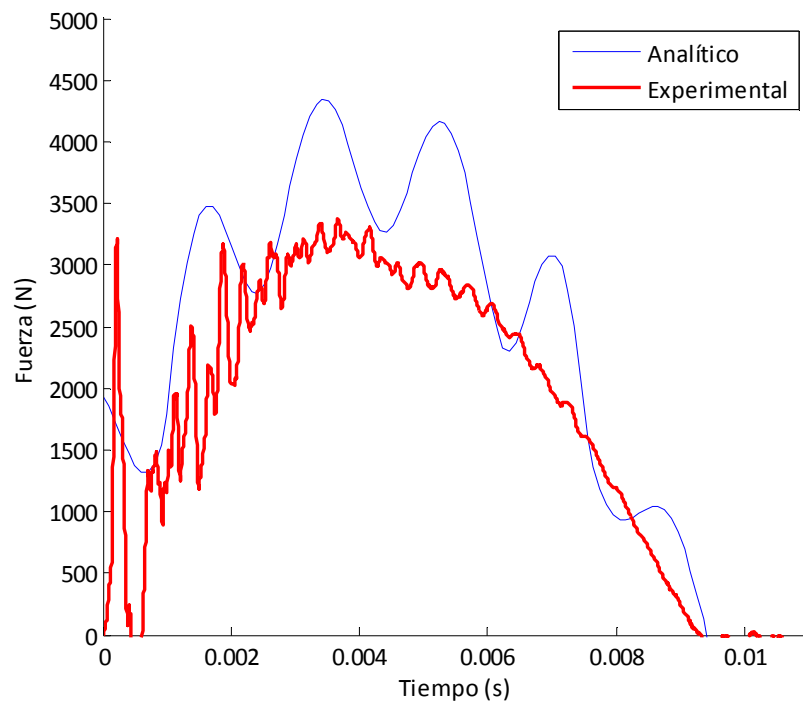


b)

Figura 4.6. Fuerza de contacto frente a tiempo de impacto para vigas sándwich de pieles de fibra de carbono en matriz epoxi y núcleo de nido de abeja, velocidad del impacto: a) 2.04 m/s, b) 2.62 m/s.



a)



b)

Figura 4.7. Fuerza de contacto frente a tiempo de impacto para vigas sándwich de pieles de fibra de carbono en matriz epoxi y núcleo de nido de abeja, velocidad del impacto: a) 2.77 m/s, b) 3.00 m/s.

Las curvas del modelo analítico muestran la presencia de oscilaciones en el movimiento de la viga, lo que ya ha sido observado por otros investigadores en sus estudios para modelos masa-muelle de dos grados de libertad (Abrate, 2001).

Una diferencia notable en todas las curvas con respecto a su homóloga experimental es la que se encuentra en el instante de tiempo $t=0$. Experimentalmente la fuerza de contacto en el instante inicial, o momento de impacto, es cero, sin embargo aplicando las ecuaciones de movimiento para este modelo, no ocurre lo mismo, pues se puede comprobar que calculando la aceleración de la piel superior (4.78) en el instante de tiempo $t=0$ y sustituyendo su valor en la ecuación (4.77) la fuerza de contacto máxima resultante en el instante inicial es un valor relacionado con el amortiguamiento del sistema, Q_d .

El modelo analítico obtiene la respuesta dinámica de vigas a flexión para impactos en los que no ha habido daño permanente en la piel superior y que trabajan en un régimen elástico mediante el uso de un sistema compuesto por masas y muelles, y la fuerza de resistencia al aplastamiento del núcleo que ejerce el amortiguador, se ha supuesto constante durante todo el ensayo, por lo que actúa desde el momento inicial del mismo y durante todos los instantes de tiempo calculados.

Los resultados de fuerza máxima experimentales se han comparado con los resultados de fuerza media máxima del modelo analítico (Tabla 4.5), siendo el valor de la fuerza media la obtenida a través del cálculo de la media entre la fuerza máxima y mínima presentes en las oscilaciones de la curva fuerza-tiempo analítica. Las curvas muestran que el modelo analítico propuesto da unos resultados satisfactorios en relación con su comparación experimental, tanto en valor de fuerza pico como en tiempo de contacto, por lo que puede ser capaz de reproducir el comportamiento a flexión dinámica de vigas sándwich.

El caso más alejado de los resultados experimentales es el correspondiente a velocidad de impacto de 3.00 m/s (17.86 J de energía de impacto), donde la fuerza de contacto predicha es mayor. Esta diferencia puede ser debida a la

ausencia de criterio de daño implementado en el modelo, pues para velocidades de impacto por encima de 3.00 m/s las curvas fuerza-tiempo obtenidas en los ensayos experimentales comenzaban a perder la forma senoidal observada en ensayos de impacto a baja velocidad, al encontrarse cerca en valor al valor umbral de energía de rotura de la piel superior observada para el percutor de 10 mm (experimentalmente en torno a 21 J, que corresponde a una velocidad de impacto de 3.25 m/s).

Tabla 4.5. Fuerza de contacto máxima experimental y analítica.

Velocidad de impacto (m/s)	Fuerza máxima experimental (N)	Fuerza máxima analítica (N)	Diferencia (%)
2.045	2671.20	2795.59	4.66
2.62	3587.04	3484.27	2.86
2.77	3482.10	3647.79	4.76
3.00	3377.16	3921.38	16.11

Las diferencias entre ambos valores para la misma energía de impacto no sobrepasan el 5.00% para las energías de impacto más bajas comparadas, lo que indica una buena predicción por parte del modelo analítico en términos de fuerza máxima para ese rango de velocidades de impacto. Como se ha explicado con anterioridad, la mayor diferencia se da en el caso de velocidad de impacto de 3.00 m/s, donde el valor de la fuerza estimada varía un 16.11% con su comparación experimental. Dado que a 3.00 m/s el daño en la viga es mayor y este modelo analítico no posee criterio de daño implementado, es lógico que las diferencias sean mayores y que sea capaz de predecir la respuesta del sistema a baja energías de impacto. También en esa zona se encuentra la mayor dispersión de resultados experimentales, pues está cercana al valor de energía umbral de rotura de la piel superior, que experimentalmente se encuentra alrededor de 21 J.

En la tabla 4.6 se realiza la comparación entre el tiempo de contacto analítico y experimental para el que se alcanza la fuerza máxima de contacto. Los resultados analíticos están dentro de un rango aceptable en cuanto a predicción.

Tabla 4.6. Tiempo para el que se alcanza el valor de fuerza máxima (experimental y analítico).

Velocidad de impacto (m/s)	Tiempo experimental (ms)	Tiempo analítico (ms)	Diferencia (%)
2.045	4.12	3.73	9.46
2.62	4.11	4.00	2.68
2.77	4.26	4.13	3.05
3.00	3.64	4.10	11.22

En la figura 4.8 se observa la evolución del valor de fuerza máxima para valores de velocidades de impacto de 2.04 m/s (8.30 J) a 3.50 m/s (24.29 J) que predice el modelo analítico, comparadas con los resultados experimentales. Sólo se han comparado los resultados analíticos con los resultados para los que no se producía rotura de la piel superior de la estructura sándwich.

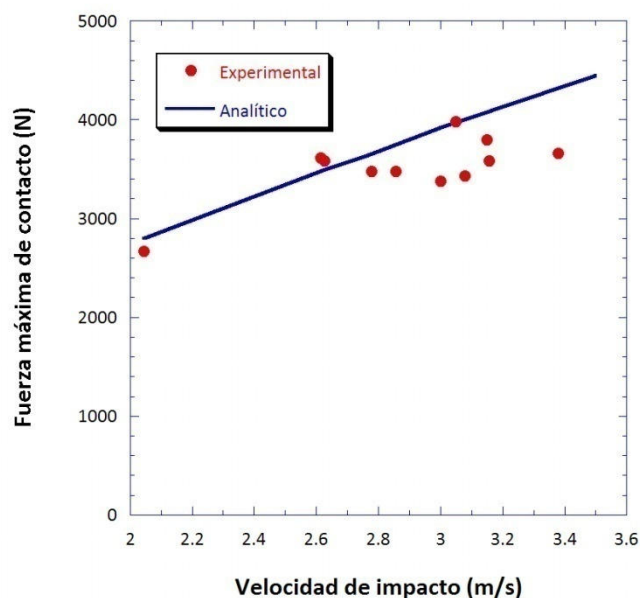


Figura 4.8. Comparación de datos analíticos y experimentales en fuerza máxima frente a velocidad de impacto.

A partir de velocidades de impacto cercanas a la energía umbral de rotura de la piel superior, se producen las mayores absorciones de energías de impacto debido al daño producido en la piel y se observa, en general, una caída en el valor de fuerza máxima en los datos experimentales. Esta disminución no se produce en el modelo analítico, dado que éste no tiene implementado un modelo de daño y es por ello que sobreestima la fuerza máxima para energías de impacto cercanas al valor umbral de rotura de la piel superior.

La fuerza máxima obtenida a través del modelo analítico sigue la misma tendencia observada en los ensayos experimentales, aumentando de valor con el aumento de la energía de impacto. Una ventaja de la utilización de modelos analíticos es la ausencia de dispersión en los resultados.

La comparación con el tiempo de contacto percutor-estructura se muestra en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Tiempo de contacto experimental y analítico.

Velocidad de impacto (m/s)	Tiempo de contacto experimental (ms)	Tiempo de contacto analítico (ms)	Diferencia (%)
2.045	8.96	9.03	0.78
2.62	8.56	9.06	5.84
2.77	9.24	9.36	1.29
3.00	9.30	9.43	1.39

La máxima diferencia encontrada entre valores analíticos y experimentales es de un 5.84%, lo que indica una buena predicción de este parámetro. De nuevo se determinaron a través del modelo analítico predicciones del tiempo de contacto percutor-piel superior para velocidades de impacto de entre 2.04 m/s (8.30 J) y 3.50 m/s (24.29 J), donde se observa su tendencia creciente con la velocidad de impacto, pero manteniéndose prácticamente constante (figura 4.9). De nuevo sólo se han comparado los resultados analíticos con los resultados para los que no se producía rotura de la piel superior de la estructura sándwich.

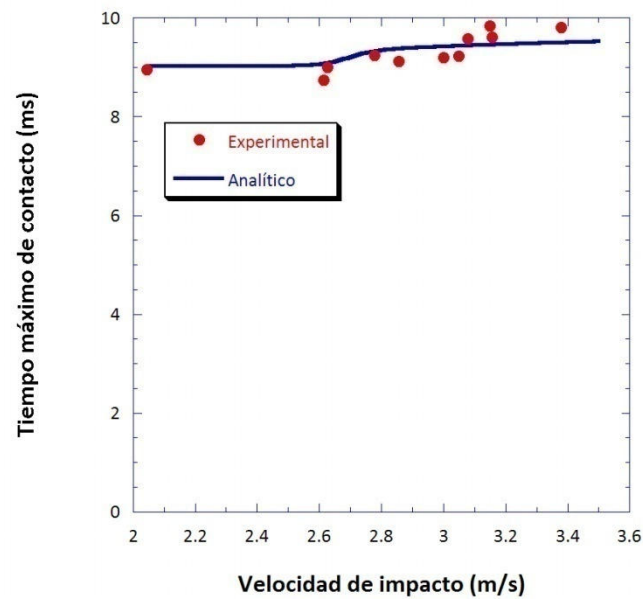


Figura 4.9. Comparación de datos analíticos y experimentales en tiempo de contacto frente a velocidad de impacto.

4.7. Análisis de la sensibilidad del modelo

Tras la validación del modelo analítico, se puede afirmar que éste permite predecir el comportamiento a flexión dinámica de las vigas sándwich con precisión para energías de impacto menores que la energía umbral de rotura de la piel superior.

A continuación se realiza un estudio de los parámetros que influyen sobre las ecuaciones de movimiento a través del uso de los parámetros adimensionales presentados en el apartado 4.5.1 y se procede a la variación de cada uno de los grupos presentados en la tabla 4.2, para así observar la respuesta del sistema frente a variaciones en los mismos.

El rango de variación estudiado para los grupos adimensionales se encuentra inicialmente entre un orden de magnitud por debajo del valor correspondiente a los ensayos experimentales, y un orden de magnitud por encima (tabla 4.8), de esta manera se puede observar en detalle que efectos tienen las variaciones de

dichos grupos sobre la respuesta de las vigas sándwich a flexión dinámica. En algunos grupos adimensionales no fue posible estudiar este rango propuesto, dado que aparecen problemas de convergencia en el método numérico empleado en la resolución de las ecuaciones.

Tabla 4.8. Rangos de variación a estudio para cada grupo adimensional.

Grupo adimensional	Valor inicial estudiado	Valor final estudiado	Valor experimental
Π_1	$3.25 \cdot 10^{-3}$	0.325	$3.25 \cdot 10^{-2}$
Π_2	$7.66 \cdot 10^{-2}$	0.1	$8.33 \cdot 10^{-2}$
Π_3	$5.74 \cdot 10^{-3}$	0.574	$5.74 \cdot 10^{-2}$
Π_4	$6.35 \cdot 10^{-2}$	6.35	0.635
Π_6	$2.205 \cdot 10^{-2}$	2.205	0.2205
Π_7	$9.92 \cdot 10^{-2}$	0.3	0.2661

4.7.1. Variación del grupo adimensional Π_1

El grupo adimensional Π_1 representa la relación entre la masa del percutor y la masa de la piel superior de la estructura sándwich.

Su valor experimental es de $3.25 \cdot 10^{-2}$, por lo que para observar la influencia que tiene este parámetro sobre el sistema, se ha llevado a cabo un estudio de los cambios que se producen en la curva fuerza-tiempo obtenida para valores de Π_1 de un orden de magnitud menor y otro mayor que su valor inicial. Los casos intermedios estudiados se encuentran entre esos dos valores límite.

La figura 4.10 muestra los resultados para la curva fuerza-tiempo del sistema para los diversos valores de Π_1 , manteniendo el resto de grupos constantes. Se han escogido tres valores representativos de la variación del grupo adimensional dentro del intervalo estudiado para poder mostrar con claridad la tendencia de las curvas a lo largo de estas variaciones:

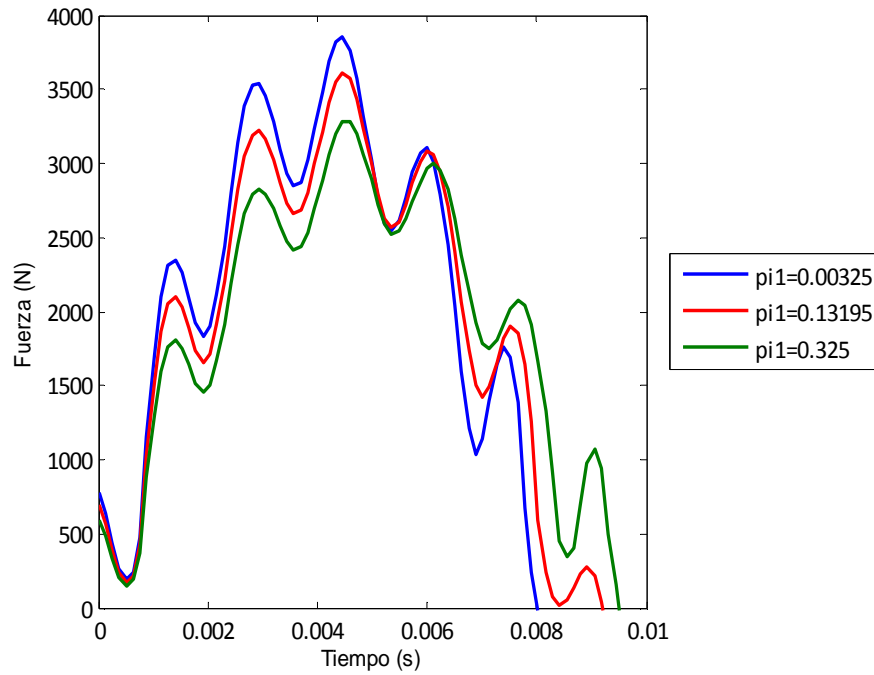


Figura 4.10. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_1 .

Al aumentar el valor de Π_1 , es decir al disminuir la masa del percutor con respecto a la masa de la piel superior, el valor de la fuerza de contacto máxima disminuye. Los resultados de fuerza máxima para todos los valores de Π_1 estudiados, se presentan en la figura 4.11, donde se puede observar su tendencia a disminuir con el aumento del grupo adimensional.

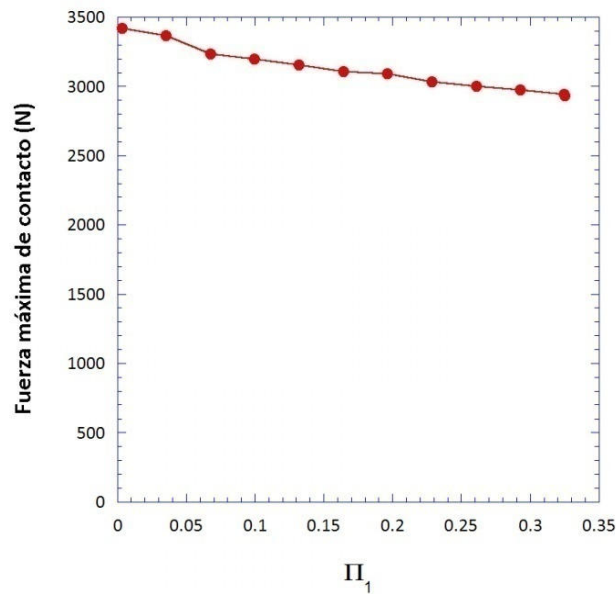


Figura 4.11. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_1 .

La variación de la fuerza máxima frente a la variación del grupo Π_1 , se ajusta razonablemente a una variación lineal con un factor de correlación de 0.97, disminuyendo en aproximadamente un 15% entre los valores extremos elegidos.

El tiempo de contacto percutor-piel superior (figura 4.12) aumenta en la misma proporción en que disminuye la fuerza de contacto (15%) con el aumento del grupo Π_1 .

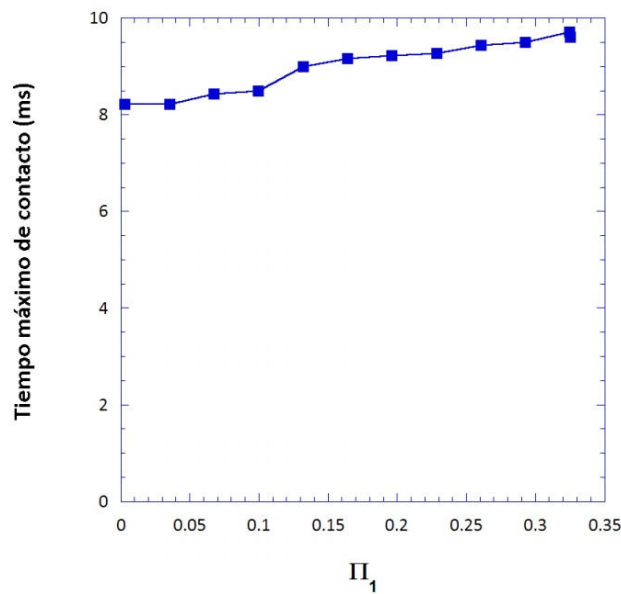


Figura 4.12. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_1 .

4.7.2. Variación del grupo adimensional Π_2

El grupo adimensional Π_2 representa la relación entre el espesor de la piel de material compuesto y el espesor de la viga sándwich completo, incluyendo pieles y núcleo.

Inicialmente este parámetro adimensional toma un valor de 0.0833. Se ha decidido tomar un valor para el límite inferior de un orden de magnitud inferior al valor original, pero debido a la vibración resultante por parte del sistema, se ha decidido no mostrar los resultados obtenidos para los valores más bajos.

Como límite superior se supondrá un valor de 0.1, que viene a representar una viga sándwich con pieles de un 10% espesor con respecto al espesor total de la estructura. La curva fuerza-tiempo resultante para estos valores de Π_2 se muestra en la figura 4.13. De nuevo se han tomado tres valores representativos del grupo adimensional para poder mostrar la tendencia seguida por las curvas a través de los cambios del mismo:

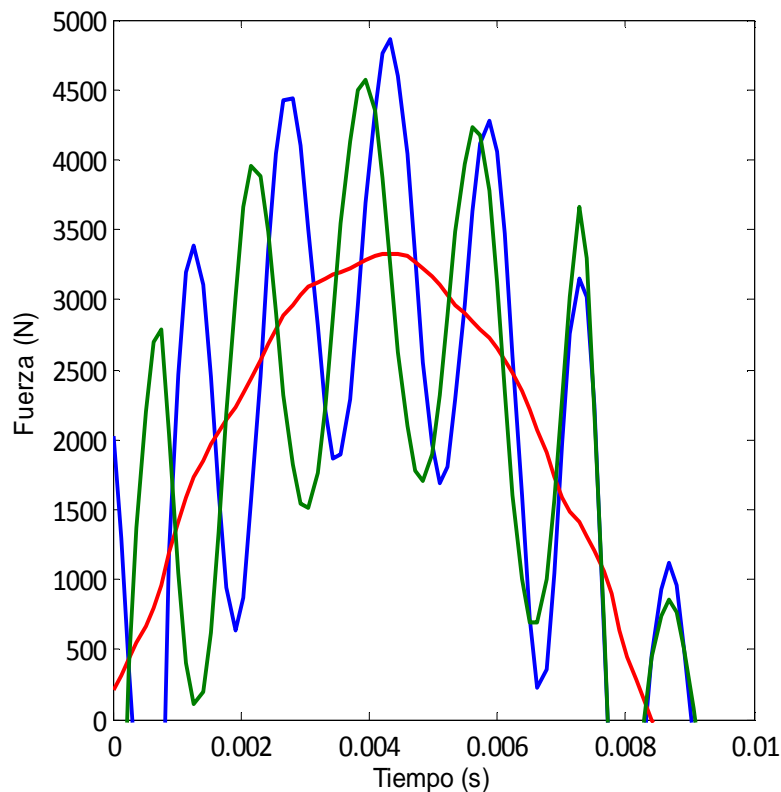


Figura 4.13. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_2 .

En general, a pesar de la mayor amplitud en las vibraciones, no se observan cambios significativos en el valor de la fuerza de contacto máxima (figura 4.14), aunque ésta parece disminuir levemente con el aumento del grupo Π_2 (menos de un 4%). La fuerza máxima de contacto se ajusta a una variación lineal con un factor de correlación de 0.98.

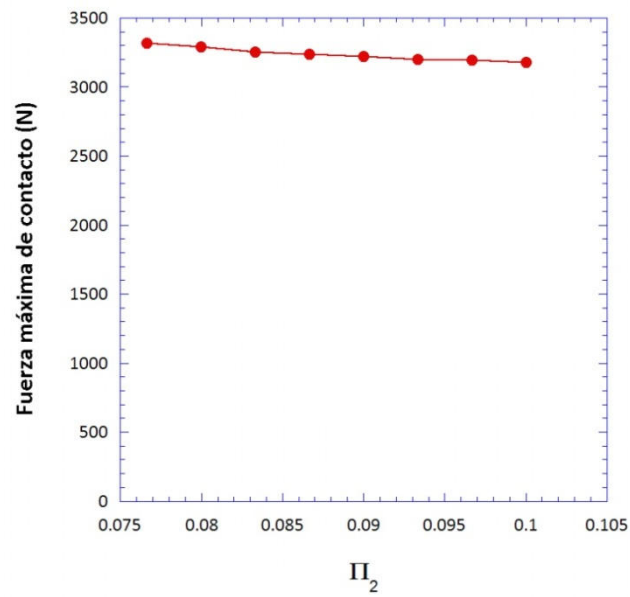


Figura 4.14. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_2 .

El tiempo de contacto presenta una leve disminución hasta alcanzar un mínimo y luego volver a aumentar con aumento del grupo Π_2 (figura 4.15), pero se mantiene en torno a valores similares pues la variación entre valores máximo y mínimo, es menor de un 8% (figura 4.17.).

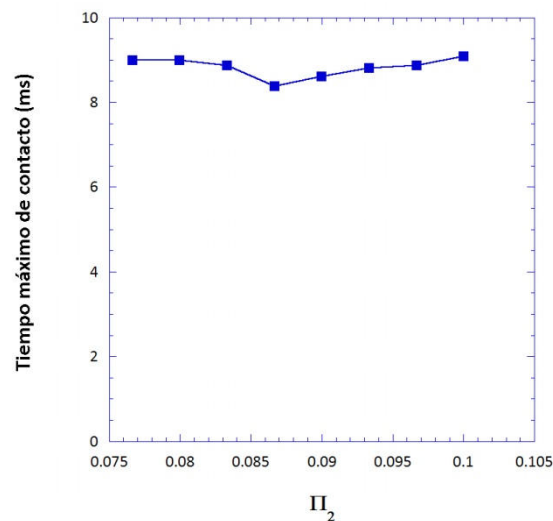


Figura 4.15. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_2 .

4.7.3. Variación del grupo adimensional Π_3

A través del grupo adimensional Π_3 se relaciona la masa efectiva de la viga sándwich, con la masa del percutor que impacta sobre la viga. Este grupo adimensional toma un valor inicial de $5.74 \cdot 10^{-2}$, por lo que se decidió proponer como límite inferior para el estudio de su influencia en la curva fuerza-tiempo del sistema un valor de $5.74 \cdot 10^{-3}$. El límite superior se fijó en 0.574. Los resultados obtenidos para tres casos representativos, se muestran en la figura 4.16.

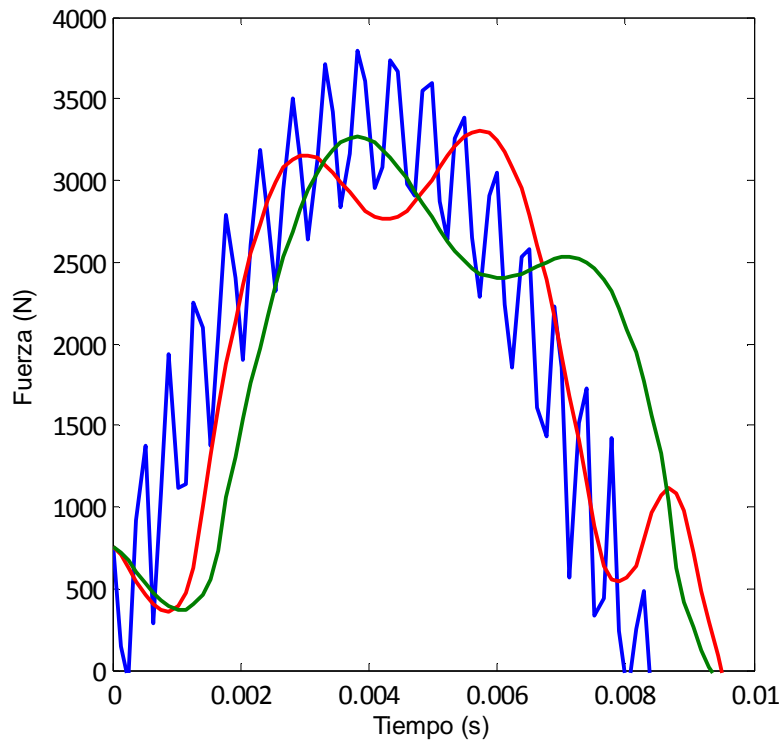


Figura 4.16. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_3 .

El valor de fuerza máxima de contacto se mantiene prácticamente constante para todos los valores de grupo Π_3 estudiados, sin embargo el tiempo de contacto disminuye para valores inferiores al valor de partida del grupo adimensional. Es decir a menor masa de la viga sándwich, menor tiempo de contacto entre percutor y viga. Tanto el valor de fuerza máxima como el del tiempo de contacto se muestran en las figuras 4.17 y 4.18.

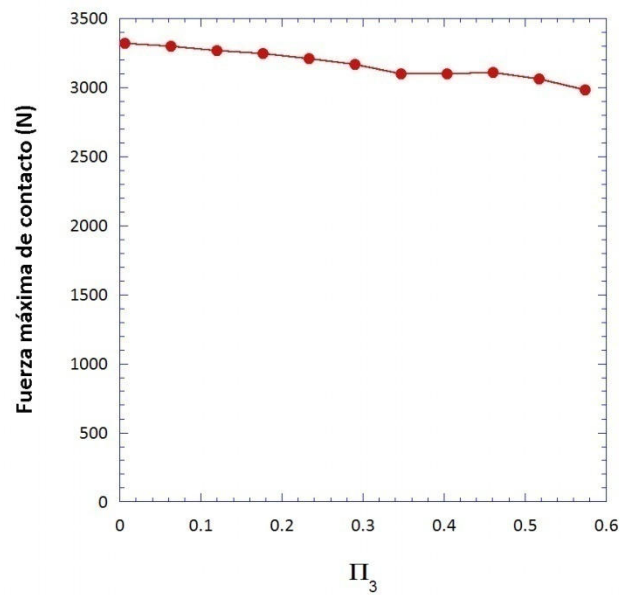


Figura 4.17. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_3 .

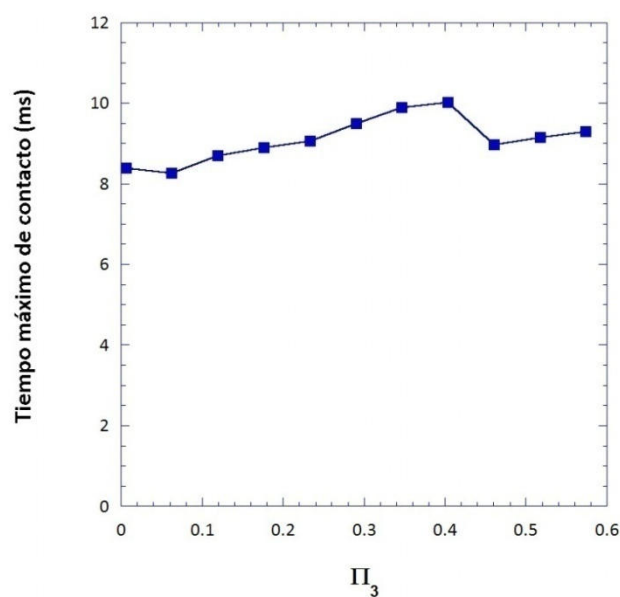


Figura 4.18. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_3 .

El aumento de la masa de la estructura sándwich completa con respecto a la masa del percutor, produce un decremento en la fuerza máxima de contacto, aunque en menor porcentaje que en la disminución observada con el aumento de la masa de la piel superior. Apenas varía un 10% entre los valores para una

masa de la estructura sándwich de valor $5.74 \cdot 10^{-3}$ veces la masa del percutor y para una masa de 0.574 veces este mismo valor.

La fuerza máxima de contacto se ajusta a una variación lineal, con un factor de correlación de 0.98. El tiempo de contacto no sigue una tendencia definida y experimenta variaciones debido a los cambios que se producen en la forma de las curvas al variar el grupo adimensional Π_3 .

4.7.4. Variación del grupo adimensional Π_4

El grupo adimensional Π_4 representa la relación entre la rigidez a cortadura y la rigidez a flexión de la viga. Toma un valor de inicio de 0.6351, por lo que se han escogido como valores límite $6.351 \cdot 10^{-2}$ y 6.351. Los resultados obtenidos para cinco de los casos estudiados se muestran en la figura 4.19.

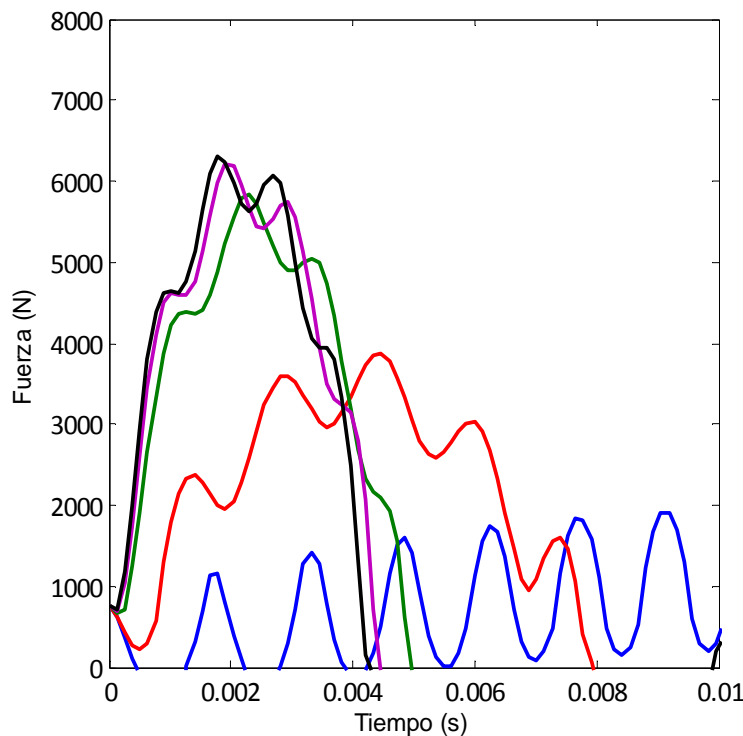


Figura 4.19. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_4 .

La variación de la rigidez global del sistema parece uno de los parámetros que más afecta al sistema, tanto en los valores de fuerza máxima como en el tiempo

de contacto. Al aumentar el valor del grupo Π_4 se aumenta la fuerza máxima y disminuye el tiempo de contacto. El valor más pequeño escogido para el estudio del grupo Π_4 presenta el mayor tiempo de contacto de todos los casos estudiados, llegando incluso a los 30 ms. En la figura 4.19 solo se ve el inicio de la curva de fuerza frente a tiempo para el valor de Π_4 de $6.351 \cdot 10^{-2}$, debido a su largo tiempo de contacto.

La fuerza máxima de contacto crece rápidamente (figura 4.20) desde los valores más pequeños tomados para el grupo Π_4 hasta valores mayores, donde se mantiene prácticamente constante. El tiempo de contacto presenta el comportamiento contrario y a menores valores de grupo Π_4 , el valor del tiempo de contacto es mucho mayor (figura 4.21).

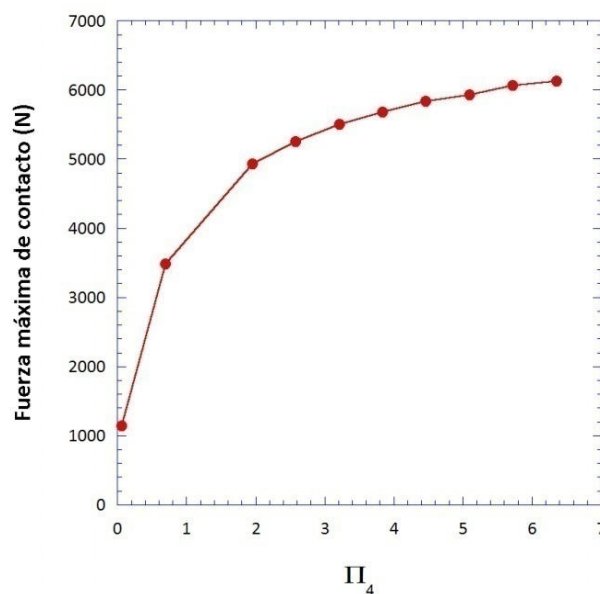


Figura 4.20. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_4 .

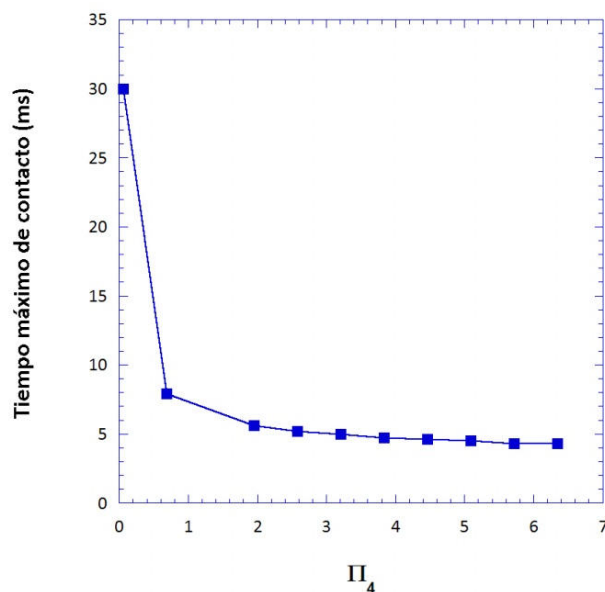


Figura 4.21. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_4 .

La fuerza máxima se ajusta a una función potencial con un factor de correlación de 0.97, mientras que el tiempo máximo presenta un ajuste logarítmico con un factor de correlación de 0.94.

4.7.5. Variación del grupo adimensional Π_6

El grupo adimensional Π_6 está directamente relacionado con la fuerza de contacto del sistema. El rango de variación estudiado abarca desde $2.205 \cdot 10^{-2}$ a 2.205. Los valores más representativos entre estos dos límites, se muestran en la figura 4.22.

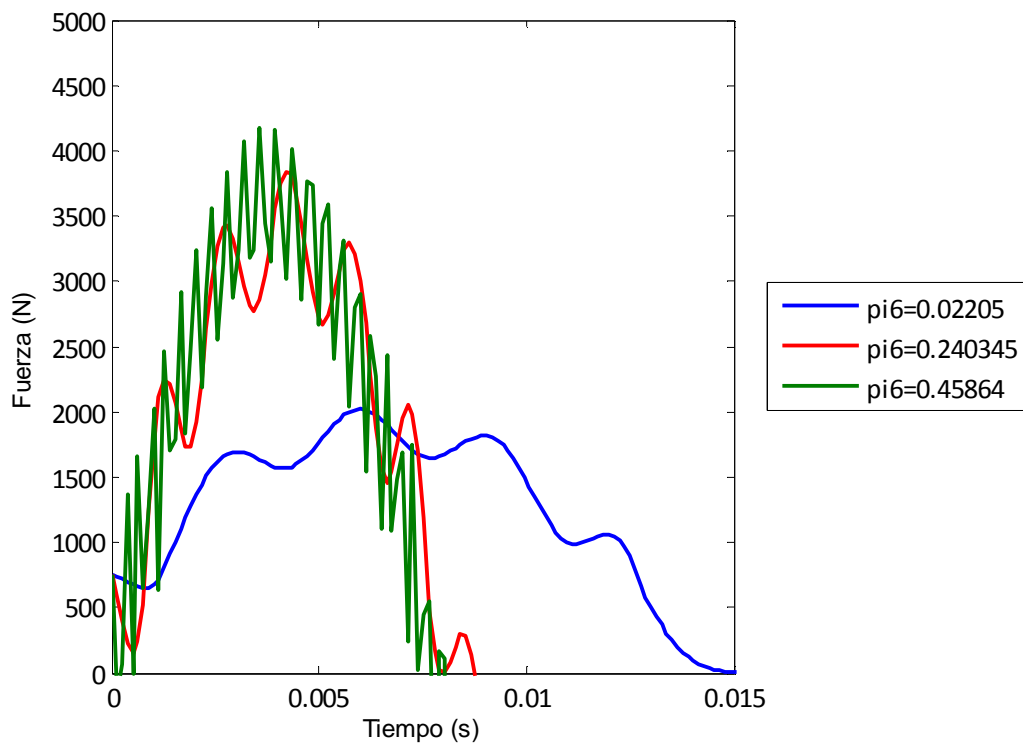
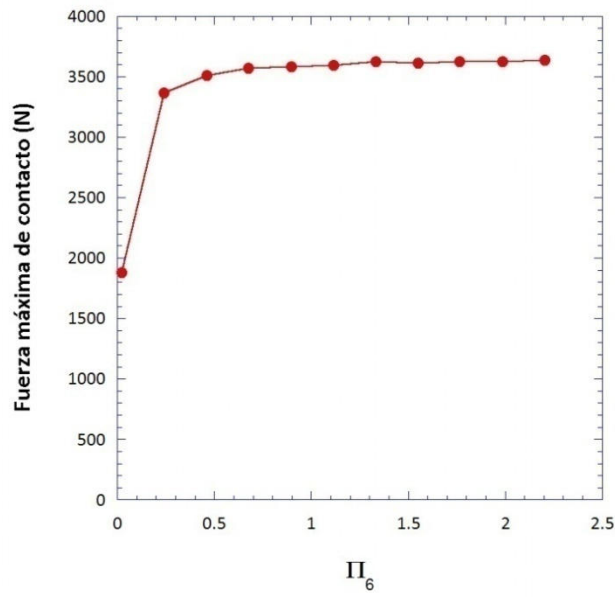


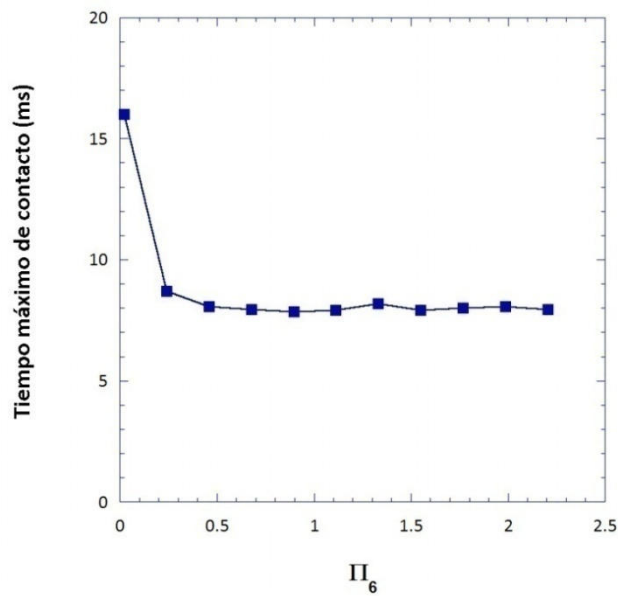
Figura 4.22. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_6 .

Se observa que el aumento del grupo Π_6 , aumenta la fuerza máxima, y disminuye el valor del tiempo de contacto, presentando pequeñas variaciones para valores del grupo adimensional por encima del valor de inicio del intervalo tomado a estudio ($2.205 \cdot 10^{-2}$). Tras ese valor tanto la fuerza como el tiempo máximo prácticamente se mantiene constantes.

Estas tendencias se aprecian con más claridad en las figuras 4.23.a y 4.23.b, donde se representan tanto la fuerza máxima como el tiempo de contacto para todos los valores del grupo Π_6 estudiados.



a)



b)

Figura 4.23. a) Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_6 , b) Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_6 .

El tiempo máximo presenta un ajuste potencial con un factor de correlación de 0.93 y la fuerza máxima se ajusta a una función logarítmica con factor de correlación de 0.92.

4.7.6. Variación del grupo adimensional Π_7

Π_7 es el grupo adimensional utilizado para representar la adimensionalización de las condiciones iniciales, es decir de la velocidad del percutor al inicio del impacto que era la única condición inicial no nula para las condiciones mostradas en (4.87).

Este modelo analítico no lleva daño implementado por lo que sólo predice datos en un rango de energías de impacto que se encuentre por debajo de los 21 J que representaba el valor de energía umbral de rotura de la piel superior. El valor del grupo Π_7 para una velocidad de impacto de 2.77 m/s es de 0.2661, que corresponde a una energía de aproximadamente 15 J. Este es el valor que se ha tomado como constante para la variación del resto de grupos.

Es por ello que el rango estudiado para Π_7 se encuentra a bajas velocidades de impacto, tomando como inicio la mitad del valor referencia $9.92 \cdot 10^{-2}$ y como final 0.30 (figura 4.24).

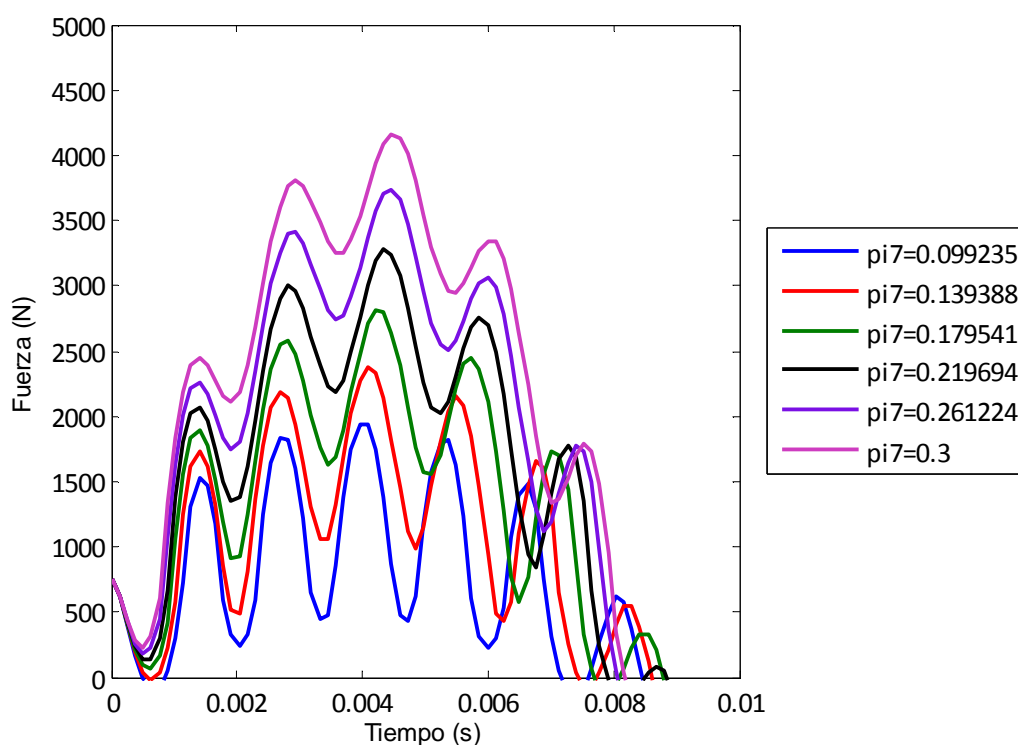


Figura 4.24. Curva fuerza-tiempo para la variación del grupo adimensional Π_7 .

Con el aumento del grupo Π_7 , aumenta la fuerza máxima de forma visible, mientras que el tiempo de contacto primero aumenta y luego disminuye, pero en mucho menor porcentaje. Esto puede observarse en las figuras 4.25 y 4.26.

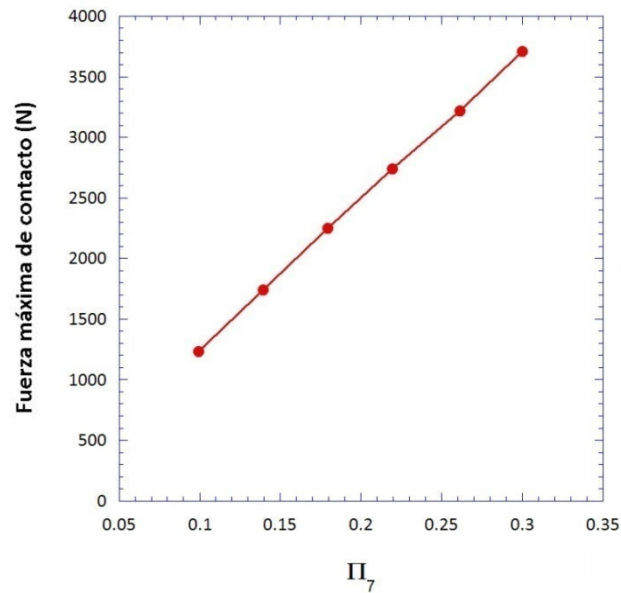


Figura 4.25. Variación de la fuerza máxima de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_7 .

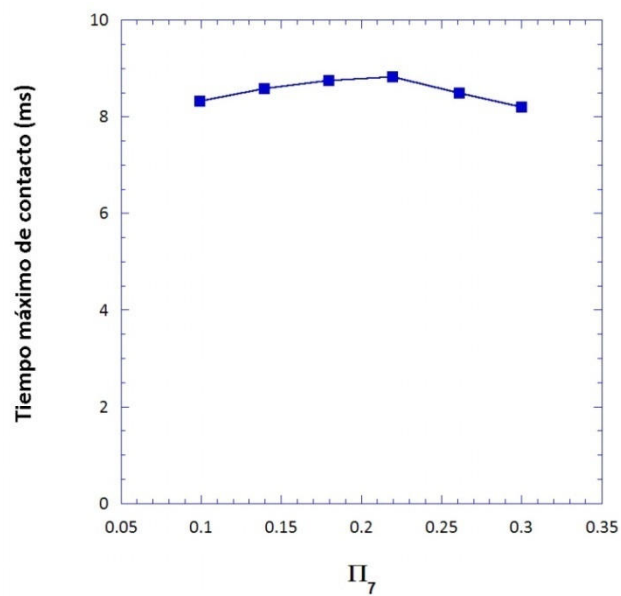


Figura 4.26. Variación del tiempo de contacto frente a la variación del grupo adimensional Π_7 .

La variación del valor de la fuerza máxima de contacto presenta una tendencia lineal, ajustándose a una variación de este tipo con un factor de correlación de 0.99, y siendo su valor final 3 veces mayor que su valor inicial. La variación del tiempo máximo de contacto crece linealmente hasta llegar a un máximo, que se produce cuando el grupo Π_7 toma valor aproximado a 0.22. A partir de ese valor el tiempo de contacto comienza a decrecer, aunque las variaciones en su valor no superan el 10%.

Esta misma tendencia se observa en el modelo analítico sin adimensionalizar, pues cuanto mayor es la velocidad de impacto introducida en el modelo a través de las condiciones iniciales, mayor es la fuerza máxima obtenida en los resultados.

Capítulo 5.

Modelización numérica

5.1. Introducción

En el presente capítulo se presenta un modelo numérico realizado a través del código comercial de elementos finitos Abaqus/Explicit para estudiar el comportamiento de vigas sándwich sometidas a cargas implusivas de baja velocidad que producen mayoritariamente esfuerzos de flexión.

El código Abaqus/Explicit reúne todas las condiciones necesarias para llevar a cabo dichas simulaciones, a excepción del modelo constitutivo para poder definir el comportamiento de las pieles de material. Dicho comportamiento se ha modelado a través de una subrutina de usuario VUMAT. El modelo numérico implementado se ha validado con los resultados experimentales obtenidos en el capítulo 3 de esta misma memoria.

Un aspecto a estudiar en mayor detalle es la elección del modelo de comportamiento del núcleo de nido de abeja a utilizar en el modelo de las vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad. Bajo impacto, el núcleo de las vigas sándwich está sometido mayoritariamente a esfuerzos de compresión, por lo que se ha implementado un modelo de elementos finitos que simule este tipo de carga. Con este nuevo modelo no sólo se ha validado el comportamiento a compresión del núcleo a utilizar en el modelo de las vigas, si no que se ha realizado un estudio sobre aquellos parámetros del núcleo que pueden llegar a tener una posible influencia sobre los resultados obtenidos, sobre todo en términos de absorción de energía.

Tras las observaciones realizadas en estudio paramétrico, se llevaron a cabo una serie de cambios sobre diversos parámetros de las vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad, para así analizar su respuesta frente a esos cambios.

5.2. Código de elementos finitos

Existen varios factores que ayudan al investigador a decidir el código comercial a utilizar para llevar cabo simulaciones capaces de reproducir fenómenos reales. En el caso de pretender simular un fenómeno de impacto, el código debe ser capaz de captar las no linealidades presentes durante el suceso, lo que hace que la convergencia del análisis sea difícilmente alcanzable mediante el uso de formulación implícita. Lo mismo ocurre con problemas que presentan grandes deformaciones.

Para simular el impacto de baja velocidad sobre vigas sándwich se utilizó el código de elementos finitos Abaqus/Explicit, que es particularmente útil para simular eventos dinámicos de transmisión breve, como puedan ser ensayos en torre de caída, choques en coches e impactos balísticos. Abaqus/Explicit es compatible con la herramienta Abaqus/CAE, que facilita el entorno para llevar a cabo la modelización.

A pesar de que el código Abaqus/Explicit es un paquete de software de elementos finitos que por su formulación está recomendado para llevar a cabo análisis dinámicos, realizar simulaciones cuasi-estáticas en Abaqus/Standard se hace complicado y en muchos casos se recomienda la utilización de la formulación explícita para resolver problemas estáticos altamente no lineales (Abaqus user's guide, 2011). Esto es especialmente cierto cuando se desea abordar problemas que incluyan grandes deformaciones, como lo es un ensayo de compresión sobre núcleo de nido de abeja. Abaqus/Explicit se convierte en una alternativa para simular este tipo de problemas y numerosos autores lo han utilizado en sus investigaciones (Hou et al., 2012, Giglio et al., 2012), asegurándose de que el valor de la relación entre la energía cinética y la energía de deformación en el análisis, sea de orden 10^{-4} (Hou et al., 2012) para así despreciar los posibles efectos inerciales.

Todas las simulaciones presentadas en este capítulo se llevaron a cabo mediante el uso de múltiple procesadores, uniéndose al final del análisis la información obtenida de forma individual en un solo archivo de forma automática.

5.3. Descripción del modelo numérico

El modelo de la viga sándwich presenta dos regiones bien diferenciadas y de materiales diferentes: pieles de material compuesto y núcleo de nido de abeja de aluminio. Las pieles corresponden a un laminado de tejido de fibra de carbono en matriz epoxi (AS4/8552). El núcleo de nido de abeja está fabricado con una aleación de aluminio (AA-3003). La longitud y anchura de la viga sándwich al completo es de 480 mm y 50 mm respectivamente.

5.3.1. Modelo de las pieles

El comportamiento de las pieles de material compuesto ha sido definido a través de una subrutina de usuario VUMAT la cual ha sido utilizada con diferentes criterios de rotura implementados y cuyos resultados han sido ampliamente validados en diversos trabajos dentro del Grupo de Investigación de Mecánica de Materiales Avanzados (Olmedo y Santiuste 2012, Buitrago et al. 2010, Ivañez et al. 2010, Ivañez et al. 2011).

El tejido AS4/8552 ha sido utilizado en trabajos previos del Grupo de Investigación (Buitrago, 2012) por lo que en esta Tesis Doctoral no fue necesario realizar estudios de caracterización del material.

Existe un gran número de criterios de rotura para laminados en la literatura científica. En los trabajos de Nahas (1986), Paris (2001) o el más reciente de Orifici et al. (2008) se encuentran diferentes revisiones de los más usuales, pero no existe un consenso de cuál es el modelo más apropiado para predecir la rotura de un laminado, especialmente en condiciones dinámicas y cuando la rotura se produce fuera del plano. Aunque existen estudios sobre uniones que emplean criterios simples como el de tensión máxima o el de Tsai-Wu

(Zabihpoor et al., 2008), es necesario emplear criterios más complejos capaces de reproducir los diferentes modos de fallo que aparecen en un laminado, que permitan la evolución simultánea o independiente de cada uno de ellos, dependiendo del estado de carga (Greve y Pickett, 2006).

De los criterios que consideran por separado los diferentes modos de fallo los más empleados son el criterio de Hashin (1980) y el de Chang-Chang (1987), especialmente en la variante propuesta por Hou (2000). El criterio de Hou considera cuatro modos de fallo: rotura de fibras a tracción y a compresión, y rotura de matriz a tracción y a compresión, cuyas expresiones se presentan en la tabla 5.1.

Tabla 5.1. Modos de fallo considerados en el criterio de rotura de Hou (2000).

Modo de fallo	Modelo de Hou
Rotura de las fibras a tracción	$d_{ft}^2 = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_T}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2}{S_{12}^2}\right)^2$
Rotura de las fibras a compresión	$d_{fc}^2 = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_C}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2}{S_{12}^2}\right)^2$
Rotura de la matriz a tracción	$d_{mt}^2 = \left(\frac{\sigma_{22}}{Z_T}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{23}}{S_{31}}\right)^2$
Rotura de la matriz a compresión	$d_{mc}^2 = \frac{1}{4} \cdot \left(-\frac{\sigma_{22}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{31}}\right)^2 + \frac{Y_C^2 \cdot \sigma_{22}}{4 \cdot S_T^2 \cdot Y_C} - \frac{\sigma_{22}}{Y_C}$

La subrutina utilizada en esta Tesis Doctoral tiene implementada una modificación del criterio de rotura de Hou (2000) adaptado a tejidos (López-Puente, 2003). Al modelar un tejido en tafetán, los fenómenos implementados en la subrutina corresponden únicamente a la rotura de fibras y a la delaminación del material, sin considerarse rotura de matriz.

El criterio de rotura de fibras implementado considera la rotura de fibras tanto en dirección 0° como en dirección 90°. Cuando uno de estos dos modos de

fallo alcanza el valor unidad, el material pierde su rigidez en todas las direcciones. Intervienen la tensión en dirección de las fibras (σ_{11}) y las tensiones de cortadura en esa misma dirección (σ_{12} y σ_{13}). Las expresiones utilizadas se muestran en las ecuaciones (5.1) y (5.2).

$$d_{f1}^2 = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_T} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2}{S_{12}^2} \right)^2 \quad \text{Ec. (5.1)}$$

$$d_{f2}^2 = \left(\frac{\sigma_{22}}{Y_T} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2}{S_{12}^2} \right)^2 \quad \text{Ec. (5.2)}$$

Para modelizar el inicio de fallo por delaminación muchos criterios utilizan una relación polinómica entre las componentes del tensor de tensión en dirección perpendicular al plano del laminado (Ec. 5.3):

$$d_{del}^2 = \psi \cdot \left[\left(\frac{\sigma_{33}}{Z_T} \right)^p + \left(\frac{\sigma_{23}}{S_{23}} \right)^q + \left(\frac{\sigma_{31}}{S_{31}} \right)^r \right] \quad \text{Ec. (5.3)}$$

En la mayoría de los casos, y basándose en la propuesta por Kim y Soni (1986) y Brewer y Lagace (1988), se plantea una relación cuadrática entre dichas tensiones. Otros autores (Tong et al. 1997) asignan una potencia unidad al término de la tensión σ_{33} . Algunos autores incorporan un parámetro empírico y para ajustar mejor el área dañada (Mahanta et al. 2004), con este mismo objetivo Goyal et al. (2002) propusieron ajustar los parámetros q y r empíricamente.

La expresión más empleada para modelizar la delaminación y utilizada en esta Tesis Doctoral es la propuesta por Hou que modifica la de Brewer and Lagace. Considerando que una tensión σ_{33} de compresión no produce delaminación, se obtiene:

$$d_{del}^2 = \left(\frac{\sigma_{33}}{Z_T} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{23}}{S_{23}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{31}}{S_{31}} \right)^2 \quad \text{Ec. (5.4.)}$$

En las expresiones (5.1.)-(5.4.), S_{12} corresponde a la resistencia a cortadura de las fibras, X_T y Y_T son las resistencias a tracción en dirección paralela y

perpendicular a las fibras respectivamente, Z_T a la resistencia a tracción en dirección perpendicular al plano de la lámina, S_{23} es la resistencia a cortante en el plano perpendicular a la dirección de las fibras y S_{31} la resistencia a cortante en el plano perpendicular a la dirección 2.

Cuando el valor de uno de estos criterios de rotura alcanza la unidad, se verifica el modo de fallo asociado y se anulan ciertas componentes del tensor de tensiones, lo que equivaldría a disminuir el valor de la rigidez del material, pero debido a que la verificación de uno de los modos de fallo no supone la rotura completa del laminado, un criterio de rotura debe complementarse con un modelo de degradación de alguna propiedad o propiedades del laminado una vez se ha verificado las ecuaciones del criterio (Nahas, 1986).

Habitualmente se define un parámetro de daño diferente para cada modo de fallo basado en un criterio en tensiones o deformaciones que afecte a los elementos de la matriz de rigidez de la lámina. En este caso se ha utilizado el criterio de degradación de propiedades propuesto por López-Puente (2003).

5.3.2. Modelo del núcleo

La aleación de aluminio que compone el núcleo de la estructura sándwich, fue definida en Abaqus/Explicit como un material isótropo de comportamiento elastoplástico, cuyas propiedades principales se han obtenido de la literatura y se encuentran en la tabla 5.2.

Tabla 5.2. Propiedades de la aleación de aluminio 3003 utilizada en el núcleo de nido de abeja (www.efunda.com).

Propiedad	Magnitud
Densidad (kg/m^3)	2700
Módulo de Young (GPa)	70
Coefficiente de Poisson	0.33
Límite elástico (MPa)	125

Los núcleos de nido de abeja de material metálico suelen deformarse por pandeo y por ello se suelen modelar como materiales elastoplásticos sin necesidad de implementar complicados modelos de comportamiento (Horrigan et al., 2000). Para constatar este hecho, se decidió llevar a cabo una serie de simulaciones de compresión uniaxial sobre núcleo y así poder validar la utilización de este tipo comportamiento en las simulaciones de impacto a baja velocidad sobre viga sándwich. El comportamiento asumido, se encuentra ilustrado de forma esquemática en la figura 5.1.

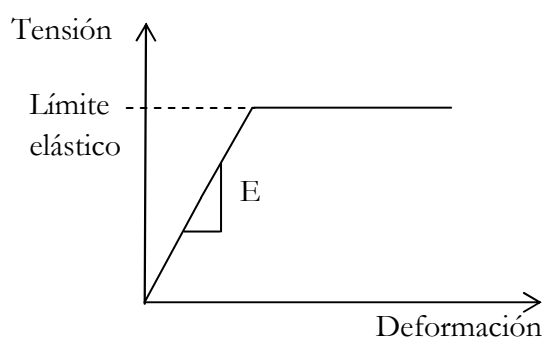


Figura 5.1. Comportamiento asumido para la compresión del núcleo nido de abeja de aluminio en las simulaciones.

En las simulaciones numéricas correspondientes a la compresión de núcleo de nido de abeja de aluminio, se representan dos sólidos (figura 5.2): una probeta de núcleo de nido de abeja y una placa de material elástico-lineal (210 GPa y 0.3 de coeficiente de Poisson). Para representar el apoyo del núcleo sobre una superficie fija, la base de la probeta de núcleo de nido de abeja se supuso empotrada.

A la placa móvil le fue impuesto un movimiento constante en la dirección en la que se desea comprimir el núcleo. Se decidió que la placa se moviera hasta un límite de 18 mm, para asegurar así la compresión total de la probeta. Se simularon diferentes velocidades de aplicación de la carga para asegurar los menores efectos inerciales sobre los resultados posibles, pero al mismo tiempo atendiendo al menor coste computacional.

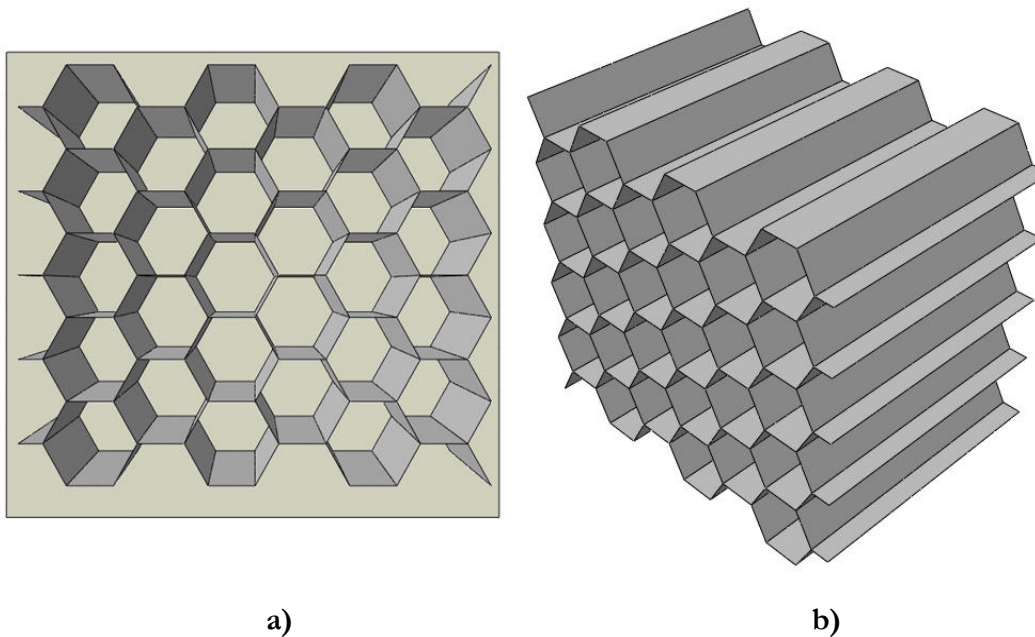


Figura 5.2. Representación del modelo numérico de compresión uniaxial: a) Modelo completo, b) Núcleo de 20 mm.

Debido a la geometría del problema, se decidió simular un cuarto del mismo. Por ello la geometría inicial utilizada en el ensayo experimental (50 mm x 50 mm área efectiva de núcleo) fue reducida hasta dimensiones de 25 mm x 25 mm en su representación numérica. Antes de tomar la decisión de simplificar la geometría para diferentes análisis, se llevaron a cabo comparaciones entre los resultados obtenidos para ambos modelos, resultando sus diferencias prácticamente imperceptibles.

El contacto entre la superficie superior del núcleo de nido de abeja y la placa compresora fue definido como tipo *surface-to-surface* en Abaqus. Este tipo de contacto permite el movimiento relativo entre ambas superficies. Como a lo largo del proceso de compresión las paredes del núcleo entrarán en contacto unas con otras, es necesario definir un contacto en todas superficies pertenecientes a las celdas de tipo general, *General contact* en Abaqus.

Para modelar el núcleo de nido de abeja, se utilizaron elementos tipo membrana (*Shell*) de cuatro nodos e integración reducida (SR4 en Abaqus). La placa de acero queda representada a través de elementos paralelepípedos de

ocho nodos de integración reducida para ambas pieles (C3D8R en Abaqus). La malla resultante se muestra en la figura 5.3.

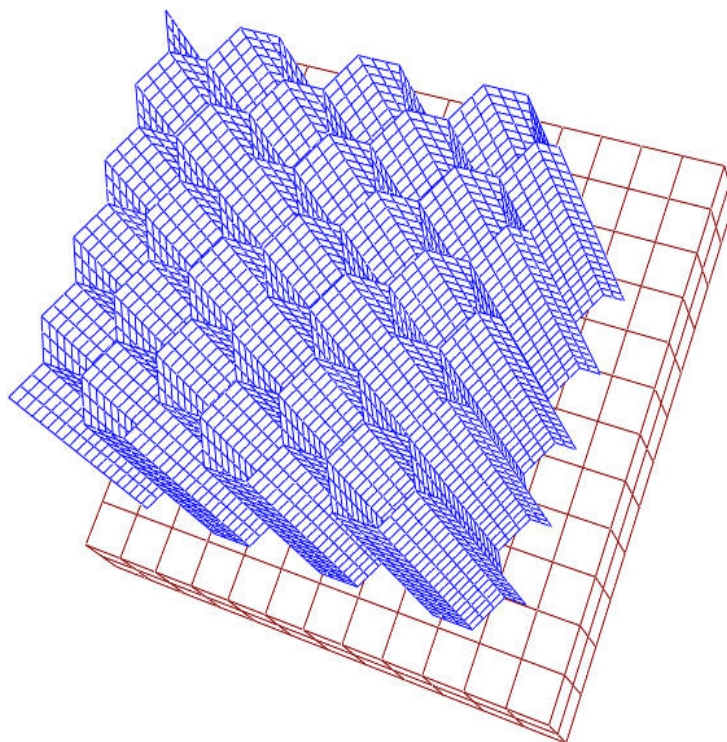


Figura 5.3. Mallado del modelo numérico de compresión sobre núcleo.

Debido al proceso de fabricación del núcleo (por expansión), existen celdas que presentan paredes unidas unas a otras, por lo que algunas celdas poseen paredes de espesor doble con respecto a otras. Para representar este hecho, el núcleo se simuló como una estructura monolítica, asignando a las paredes más gruesas, en el elemento *Shell* correspondiente, un valor del doble del espesor nominal utilizado en las paredes simples ($50\ \mu\text{m}$).

Todo el núcleo fue mallado de forma regular y detallada, pues se desea captar el proceso de deformación característico en este tipo de núcleos, que viene dado por una serie de pliegues que se mantienen de forma permanente en la estructura, por esta razón se realizó un estudio de sensibilidad de malla y así asegurar que no sólo el modelo captaba con suficiente precisión resultados en cuanto a tensión y deformaciones asociadas, si no que era capaz de reproducir los pliegues resultantes del proceso de deformación.

El número de elementos totales utilizados en este modelo, es de 6668: 6380 para el núcleo y 288 para la placa.

○ Validación del comportamiento del núcleo

La validación del modelo numérico de compresión uniaxial se ha llevado a cabo utilizando los resultados experimentales expuestos en el capítulo 3 de esta memoria. Esencialmente la comparación y validación realizada entre ambos datos ha sido a partir de la curva fuerza-desplazamiento registrada durante el ensayo experimental y la curva fuerza-desplazamiento obtenida a través del modelo de elementos finitos implementado en Abaqus. En la figura 5.4 se muestra la comparación entre ambos resultados.

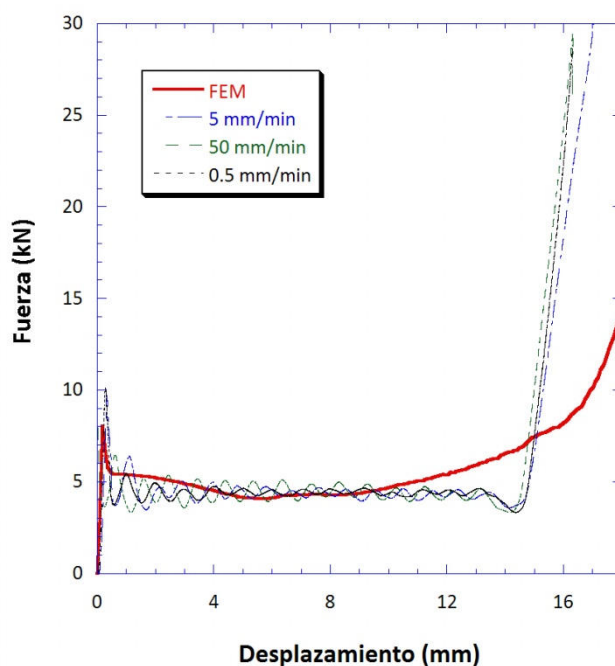


Figura 5.4. Comparación entre curvas fuerza-desplazamiento experimentales a diferentes velocidades de ensayo y numérica para ensayo de compresión.

El modelo de elementos finitos es capaz de reproducir el comportamiento esperado para un núcleo de nido abeja de aluminio bajo compresión y en la curva obtenida se observan las tres regiones correspondientes al régimen elástico-lineal, régimen de fuerza constante de aplastamiento (*plateau*) y densificación. Los resultados numéricos reproducen con bastante similitud los

resultados obtenidos en los ensayos, tanto en valor de fuerza pico como de carga de aplastamiento. Las mayores diferencias se observan en la zona correspondiente a la densificación.

Como se ha observado en los resultados experimentales, con el modelo de impacto a baja velocidad sobre vigas sándwich no se espera llegar a lograr la densificación del núcleo y para validar el modelo de comportamiento escogido para el mismo es importante que las simulaciones numéricas sean capaces de reproducir el valor de carga de aplastamiento experimental con la mayor aproximación posible. Este valor de fuerza de aplastamiento se encuentra dentro de un rango asumible en cuanto a predicción por parte del modelo de elementos finitos, puesto que presenta una desviación máxima con respecto a los resultados experimentales de 5.17%.

El comportamiento global del núcleo durante las simulaciones también presenta similitudes con respecto a los ensayos experimentales (figura 5.5). En el modelo numérico la deformación en forma de pliegues comienza justo en la zona central del núcleo y se propaga hacia el resto de las celdas. Este tipo de deformación es conocida como pandeo local. La localización del inicio de los pliegues viene relacionada con las condiciones de contorno aplicadas sobre la estructura.

Dado que el comportamiento a compresión del núcleo de nido de abeja en las simulaciones se asemeja razonablemente al comportamiento experimental, se decidió utilizar este modelo de comportamiento elastoplástico en las simulaciones de impacto a baja velocidad sobre vigas sándwich.

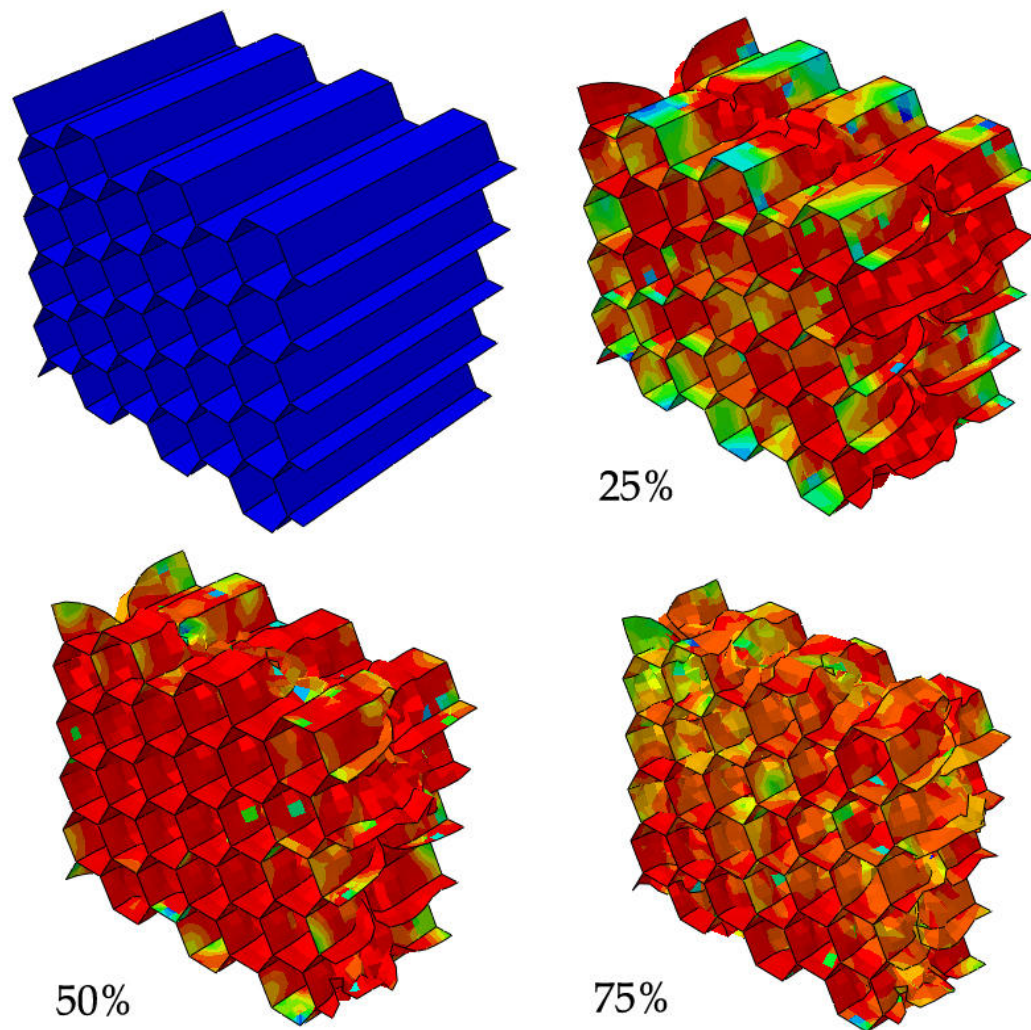


Figura 5.5. Mapa de tensión de Von Mises para el modelo de compresión sobre núcleo de altura 20 mm. Resultados numéricos.

5.4. Simulación numérica de vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad

Una vez decididos los modelos de comportamiento tanto para las pieles de tejido como para el núcleo de nido de abeja, se ha representado la geometría de las vigas sándwich empleadas en los ensayos experimentales. El espesor de las pieles de material compuesto es de 2 mm y el núcleo de aluminio cuenta con

una altura de 20 mm, tamaño de celda de 4.8 mm (diámetro de circunferencia circunscrita) y espesor de lámina de 50 μm . La geometría de las celdas hexagonales del núcleo de nido de abeja puede observarse con más detalle en la figura 5.6. Las principales dimensiones del modelo se muestran en la tabla 5.3.

Tabla 5.3. Geometría del modelo de flexión dinámica en tres puntos.

Parámetro	Magnitud
Longitud de viga (mm)	480
Espesor de las pieles (mm)	2
Altura de núcleo (mm)	20
Distancia entre apoyos (mm)	430
Radio del percutor (mm)	10

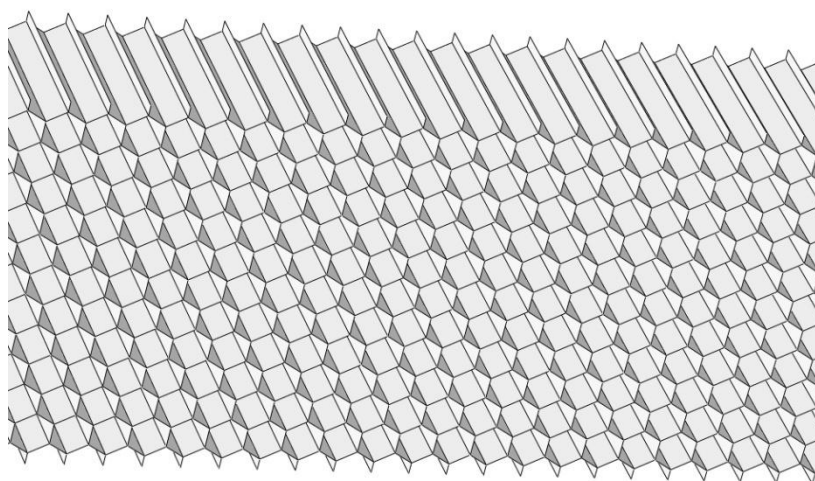


Figura 5.6. Detalle de las celdas hexagonales del núcleo de nido de abeja en el modelo de flexión dinámica en tres puntos.

Las pieles y el núcleo se consideran diferentes piezas dentro del mismo modelo y se encuentran ensambladas, suponiéndose perfectamente unidas a lo largo del análisis. Las superficies en contacto correspondientes a la piel superior, inferior y al núcleo, se encuentran unidas con interacciones tipo *tie*. Este tipo de contacto impide la separación y el movimiento relativo entre las superficies que estén inicialmente en contacto, de manera que cada nodo del núcleo tiene impuesto el mismo movimiento translacional y rotacional que el nodo de la piel

a la que se encuentre atado. Las pieles están constituidas por elementos tipo sólido (*Solid*), mientras que el núcleo lo está por elementos tipo lámina (*Shell*).

Posteriormente se crearon varias divisiones o particiones sobre las pieles de material compuesto (figura 5.7): en la zona central de las pieles de la construcción sándwich y en la zona cercana y en contacto con a los apoyos. Este hecho permite por ejemplo crear diferentes densidades de malla y así poder observar con más detenimiento el desplazamiento y las tensiones que se producen en cada una de las zonas malladas con más detalle durante y tras el impacto.

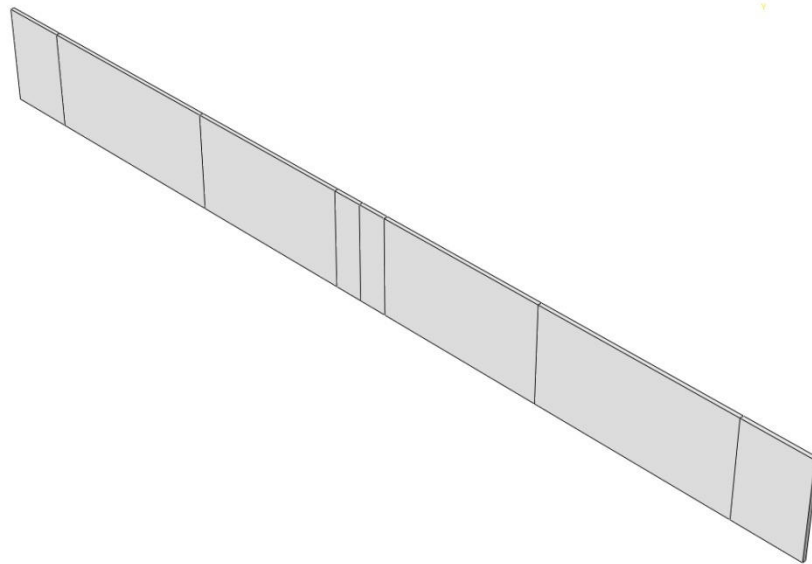


Figura 5.7. Pieza creada para definir la piel superior e inferior de la estructura sándwich con particiones

Para simular el contacto entre la superficie del percutor y la región de nodos perteneciente a la piel superior de la estructura sándwich con la que entra en contacto, se utilizó el algoritmo de contacto general contenido en Abaqus (*General Contact*). De nuevo fue necesario definir un contacto tipo general en la región específica del núcleo donde se produce el impacto, para simular el contacto entre las paredes del mismo durante la compresión y asegurar la convergencia en el análisis.

La fricción entre el percutor y la probeta, así como en la zona de contacto con los apoyos, se consideró despreciable para poder simplificar aun más el problema.

El percutor se modeló tomando como origen la cabeza del percutor real y, especialmente, atendiendo a su anchura y radio (figura 5.8.a). La masa del percutor modelado es exactamente la misma del conjunto percutor real, por lo que para ello se hubo de utilizar una densidad de 220133.3 kg/m³. Como no se espera que el percutor se deforme tras el impacto, se modeló como si estuviera fabricado de material elástico-lineal, con módulo de Young de 210 GPa y coeficiente Poisson 0.3 y sin tener en cuenta efectos de posible plasticidad.

A este respecto y debido a que tampoco se observó deformación en los apoyos (figura 5.8.b), éstos se modelaron utilizando las mismas propiedades elásticas impuestas sobre la cabeza del percutor (material elástico-lineal de 210 GPa y 0.3 de coeficiente Poisson). Los apoyos cilíndricos recrean las condiciones de contorno de una viga simplemente apoyada.

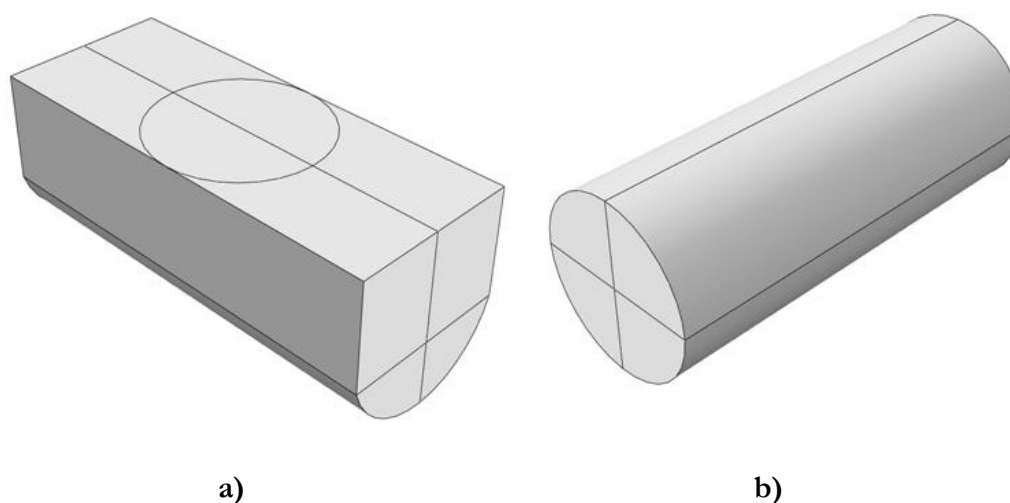


Figura 5.8. Representación en el modelo numérico de: a) Percutor, b) Apoyos.

Para reproducir la energía de impacto elegida para cada simulación se impuso una velocidad, carga tipo *field* en Abaqus, a la cabeza del percutor en la dirección del impacto. Todos los demás movimientos del percutor fueron impedidos, para así asegurar la perpendicularidad del impacto en todo

momento. Los apoyos sobre los que se encuentra apoyada la probeta fueron empotrados en su base para así impedir su desplazamiento durante el análisis.

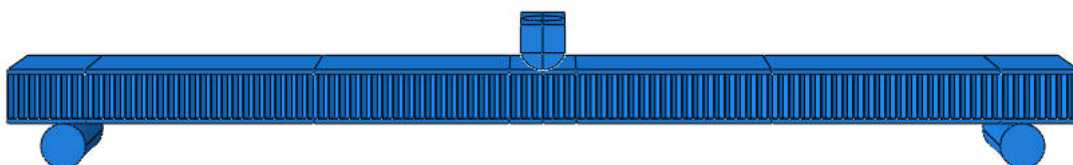


Figura 5.9. Ensamblaje del modelo de la viga sándwich sometida a flexión dinámica.

Para reducir el tiempo de cálculo, el percutor se posicionó justo en el momento en el que se produce el impacto, es decir, a 0 mm de la piel superior al inicio de la simulación. Tras las previas observaciones experimentales, se eligió un rango de energías de impacto simuladas de 13 J a 35 J.

○ Mallado y tipo de elemento

Se llevó a cabo un análisis de sensibilidad de la malla, para asegurar que el mallado escogido era lo suficientemente detallado para poder proporcionar resultados precisos en términos de tensión y deformación en el menor tiempo posible.

La malla correspondiente a las pieles de material compuesto posee tres zonas claramente diferenciadas: la zona correspondiente a los apoyos, la zona intermedia y la zona central cercana al impacto. Las particiones creadas con anterioridad facilitaron este tipo de mallado diferenciado, asignando a la zona correspondiente al impacto una malla mucho más fina que para el resto de regiones. Esto es así porque es la zona de la que se desea obtener más información tras el análisis. El mallado más grueso corresponde a la zona intermedia apoyos-centro, como se puede observar en la figura 5.10.

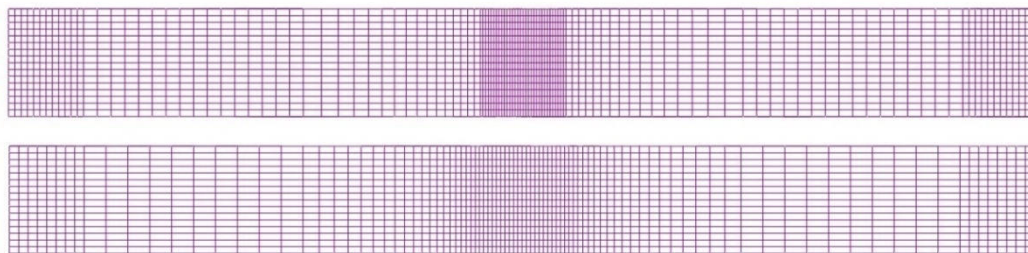


Figura 5.10. Mallado correspondiente a las pieles (superior e inferior) de la viga sándwich.

Al tener una geometría rectangular y al estar compuestas por elementos sólidos, las pieles de la viga se encuentran malladas con elementos C3D8R en Abaqus/Explicit (7540 elementos para la piel superior y 6032 para la piel inferior).

Debido a que la viga presenta mayor longitud que espesor, se espera que se produzcan fenómenos de cortadura durante el impacto, así como grandes deformaciones, por lo que el mallado en el núcleo tiene que ser lo suficientemente fino en todas las regiones para captar este hecho (figura 5.11).

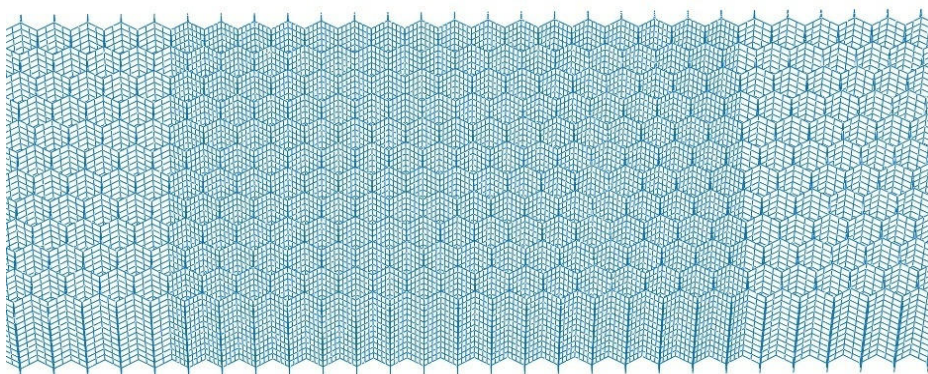


Figura 5.11. Detalle del mallado del núcleo de la viga sándwich.

El núcleo se modeló con elementos tipo membrana SR4 en Abaqus/Explicit (76290 elementos en total). Se prestó especial atención a la parte central y más cercana al impacto, pues se deseaba tener la máxima información sobre el proceso de deformación del mismo durante el impacto (figura 5.12).

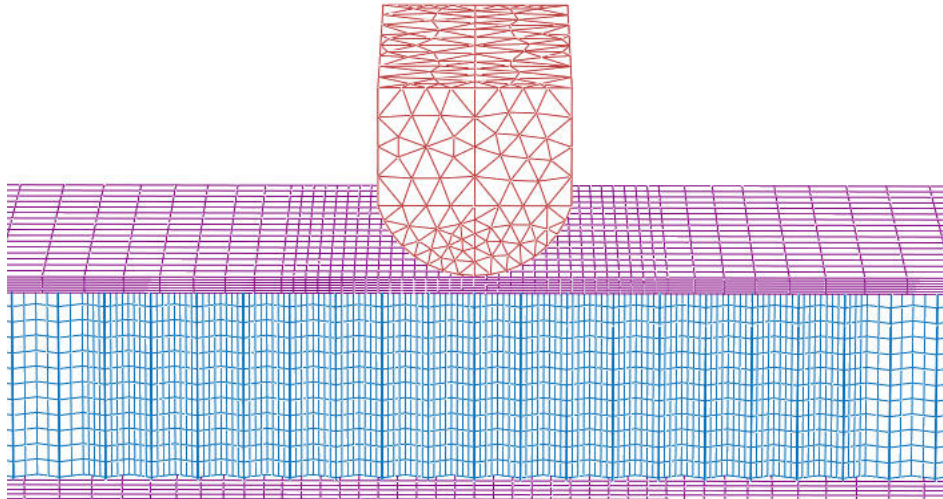


Figura 5.12. Detalle del mallado más fino en la zona de impacto.

También la malla requiere especial cuidado en la región del núcleo de nido de abeja en esa zona, pues una malla refinada permitirá capturar con más detalle durante el análisis el posible pandeo que se espera en las paredes de las celdas hexagonales de aluminio al comprimirse el núcleo durante el impacto.

El percutor simulado fue mallado con elementos tetraédricos lineales de cuatro nodos tipo C3D4 en Abaqus/CAE, quedando la geometría redondeada de la cabeza bien representada. Es importante que la cabeza del percutor quede bien definida, pues es la que directamente entra en contacto con la viga en su piel superior (figura 5.13.a). El número de elementos necesarios para definir esta pieza fue de 2626.

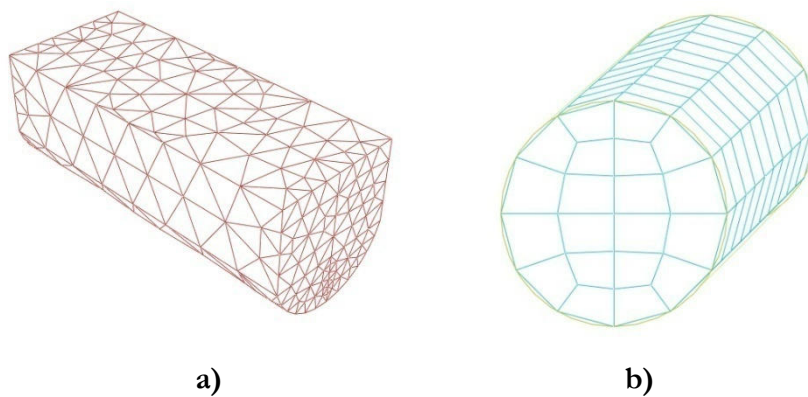


Figura 5.13. Malla para piezas del modelo: a) Percutor, b) Apoyo.

En cuanto al mallado correspondiente a los apoyos, los elementos sólidos hexaédricos C3D8R en Abaqus fueron los elegidos, quedando en 200 elementos para cada apoyo en el modelo (figura 5.13.b).

La malla de todo conjunto (92888 elementos) queda mostrada en la figura 5.14.

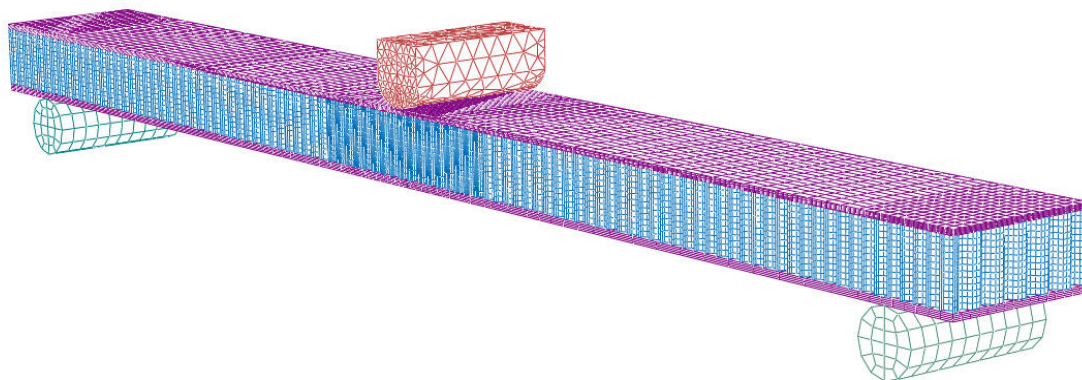


Figura 5.14. Mallado del conjunto completo para el modelo de flexión dinámica de vigas sándwich en tres puntos.

5.4.1. Validación

La validación del modelo numérico de vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad se ha llevado a cabo mediante la comparación de los resultados obtenidos a través de las simulaciones con los obtenidos experimentalmente en cuanto a curvas de fuerza de contacto frente a tiempo, fuerza máxima de contacto, curvas de energía frente a tiempo y energía absorbida frente a energía de impacto en valor absoluto y porcentaje.

En primer lugar se analiza cualitativamente la respuesta de la viga sándwich bajo impacto de baja velocidad para dos energías de impacto, una en la que no se produce rotura de la piel superior (figura 5.15) y otra en la que si se observa ese fenómeno (figura 5.16).

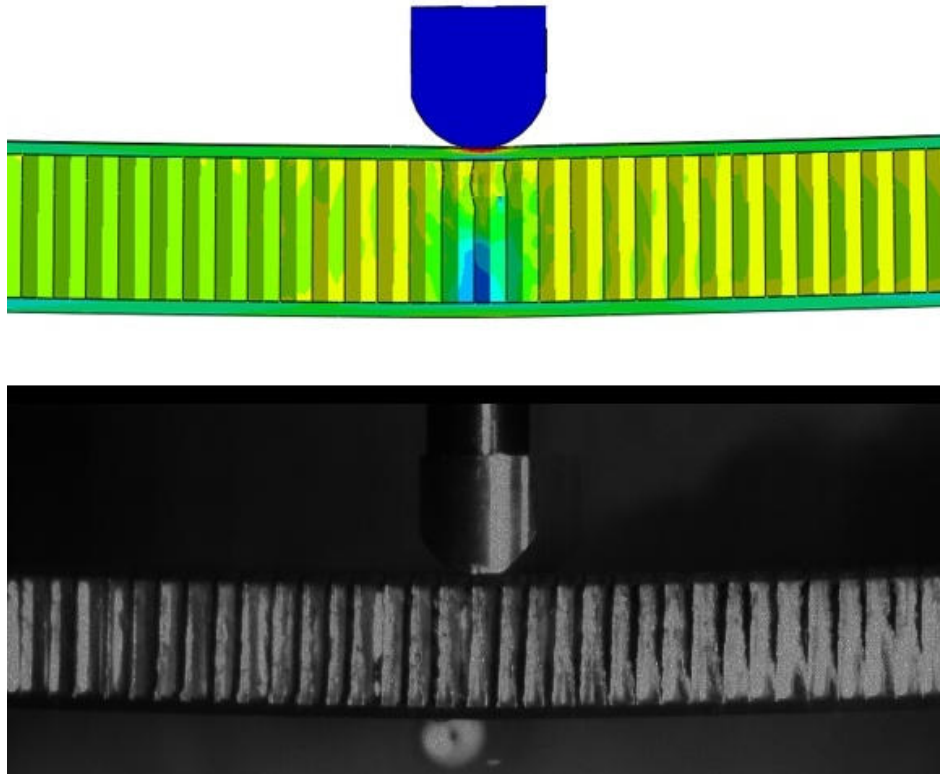


Figura 5.15. Comparación global entre resultados de la simulación (Tensión de Von Mises) y experimentales. Energía de impacto experimental de 15.30 J.

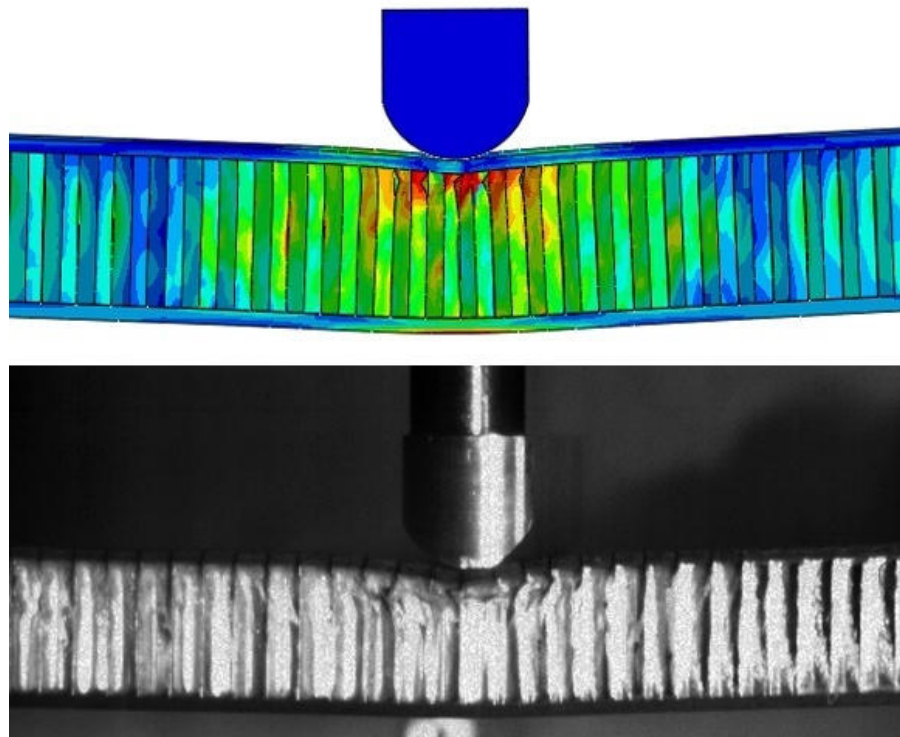


Figura 5.16. Comparación global entre resultados de la simulación (Tensión de Von Mises) y experimentales. Energía de impacto experimental de 22.85 J.

La deflexión producida en la viga sándwich por el impacto en los ensayos experimentales es similar a la obtenida para la simulación numérica y en el caso de la rotura de la piel superior (figura 5.16), la deformación del núcleo bajo la zona de impacto parece ajustarse con bastante semejanza a los resultados experimentales.

La figura 5.17 muestra la comparación entre las curvas fuerza-tiempo experimental, con las soluciones numéricas obtenidas para energías de impacto experimentales de 13.67 J y 22.85 J, respectivamente.

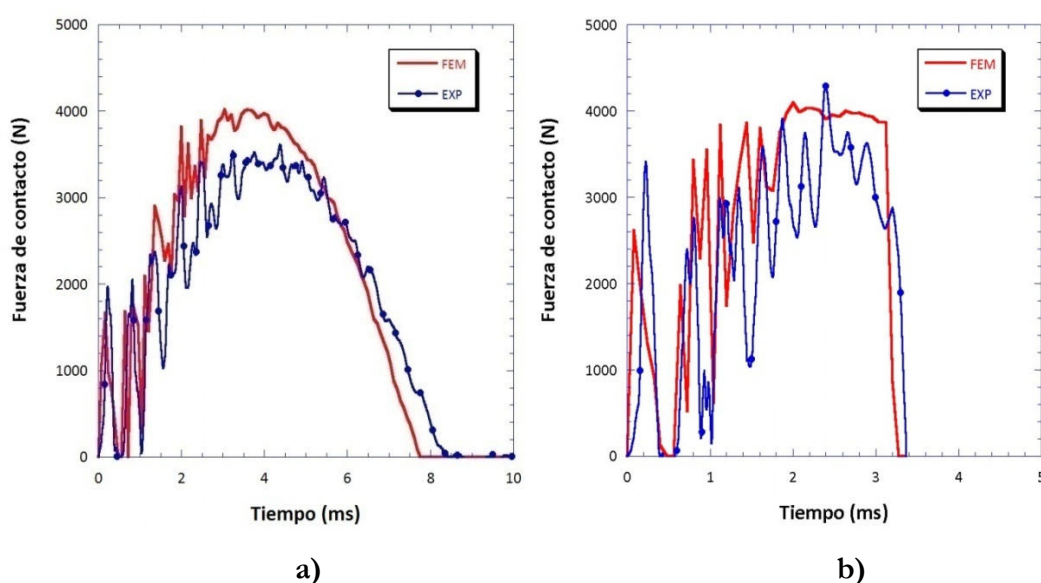


Figura 5.17. Comparación entre curvas fuerza-tiempo experimental y numérica para flexión dinámica sobre vigas sándwich: a) 13.67 J, b) 22.85 J.

Se ha observado una buena correlación entre la forma de las curvas obtenidas para todos los casos comparados y, por tanto, de tendencia, pero el valor de la fuerza máxima de contacto se encuentra sobreestimado, sobre todo a bajas energías de impacto tal y como se puede observar en la figura 5.18.

A pesar de que la tendencia numérica presenta un pequeño aumento de valor para energías inferiores a la energía de impacto umbral de rotura de la piel superior (establecida numéricamente en 22 J), la fuerza máxima simulada se mantiene en torno a unos valores constantes, mientras que los resultados experimentales muestran una tendencia creciente para energías inferiores a la

energía umbral de rotura de la piel superior (establecida experimentalmente en torno a los 21 J) y una tendencia a mostrarse constante para energías superiores a dicha energía umbral. Los resultados experimentales muestran dispersión, sobre todo en valores de bajas energías de impacto, así como cercanos a la energía umbral de rotura.

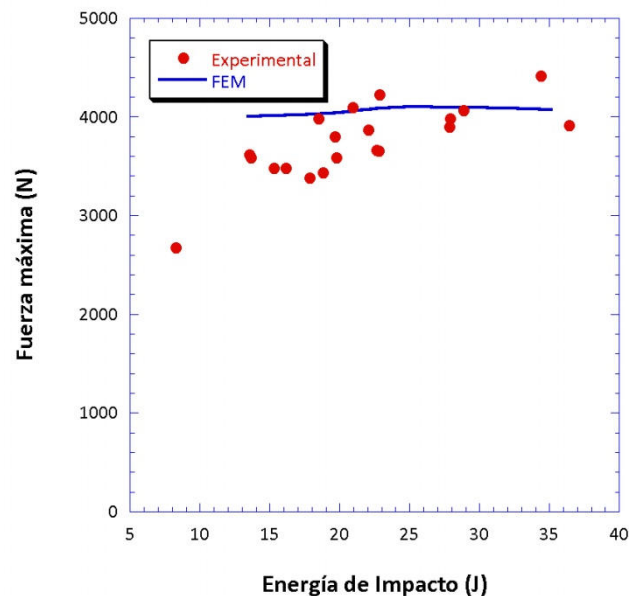


Figura 5.18. Fuerza máxima frente a energía de impacto. Comparación entre resultados experimentales y numéricos.

Las curvas de fuerza frente al tiempo obtenidas mediante las simulaciones, son capaces de mostrar el inicio del daño que se produce en la piel superior durante el impacto, pero a diferencia de lo que se observa en los ensayos experimentales y para el caso de energías de impacto cercanas a la energía umbral de rotura de piel superior, el modelo no es capaz de predecir la acumulación del daño sufrido por la piel superior durante el impacto. Esto es debido a que la subrutina de usuario definida para reproducir el comportamiento de las pieles de material compuesto no presenta criterio de daño acumulativo, si no que los elementos en la piel superior son eliminados del análisis una vez que el criterio de daño asociado alcanza la unidad.

A pesar de esta sobreestimación en la fuerza máxima de contacto, el modelo es capaz de reproducir los dos comportamientos diferentes observados en las curvas fuerza-tiempo para energías previas a la rotura de la piel superior y energías posteriores a la misma, mostrando las formas de las curvas ya observadas en los ensayos experimentales previamente realizados y a bajas energías de impacto, las curvas de fuerza frente a tiempo presentan forma senoidal (figura 5.17.a). A partir de la rotura de la piel superior, la curva resultante muestra una forma diferente y aunque los resultados experimentales no son tan fáciles de reproducir debido al ruido presente, entre las curvas experimentales y numéricas se encuentran muchas similitudes tanto en valor de fuerza pico como en tiempo de contacto (figura 5.17.b).

La menor degradación del material compuesto en las simulaciones debido al comportamiento de la subrutina no solo se traduce en una sobreestimación de la fuerza de contacto entre piel-percutor para energías cercanas a la energía umbral de rotura, sino también en las curvas de energía frente a tiempo numéricas y experimentales (figura 5.19).

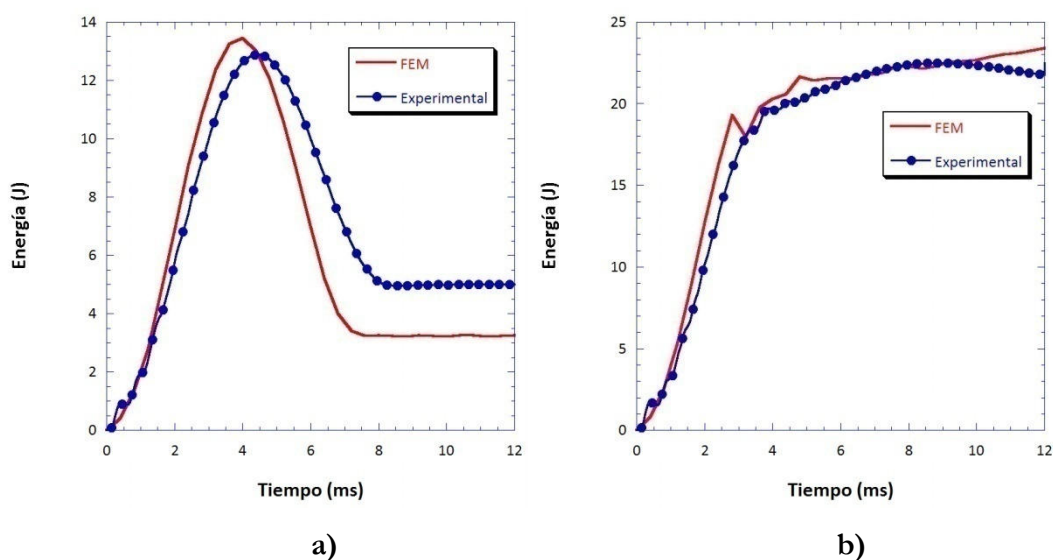


Figura 5.19. Comparación entre curvas energía-tiempo experimental y numérica para flexión dinámica sobre vigas sándwich: a) 13.67 J, b) 22.85 J.

La energía elástica recuperada por parte del modelo numérico es mayor que en el caso experimental (figura 5.19.a). Las curvas presentan un máximo

correspondiente a la energía de impacto. Para energías donde se produce la rotura de la piel superior, las curvas de energía frente a tiempo apenas muestran diferencias entre los casos numéricos y experimentales (figura 5.19.b).

En cuanto al valor de la energía absorbida frente a energía de impacto por parte de la viga sándwich, la figura 5.20 muestra la comparación entre los resultados de las simulaciones y sus homólogos experimentales determinados a través de las grabaciones realizadas con la cámara de alta velocidad.

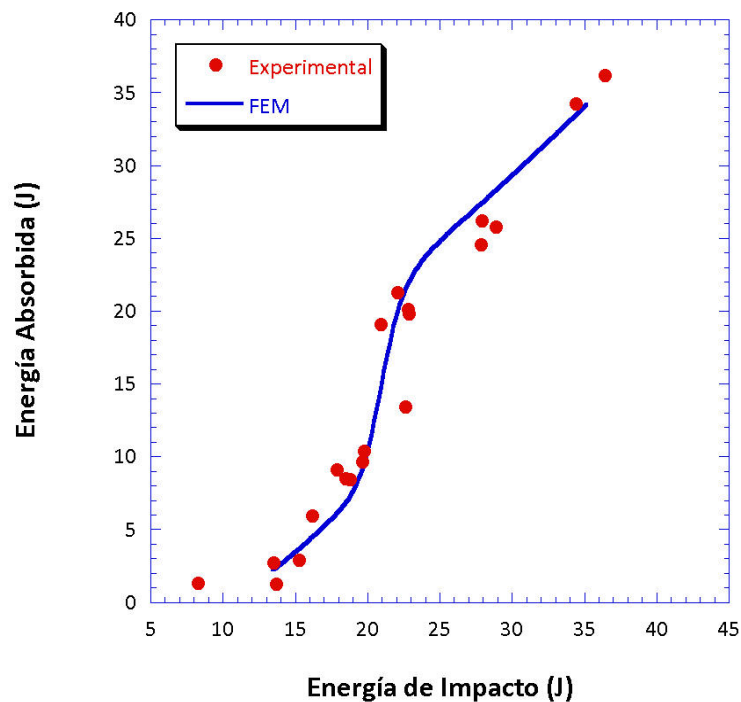


Figura 5.20. Energía absorbida frente a energía de impacto. Comparación entre resultados experimentales y numéricos.

El modelo numérico es capaz de reproducir las regiones de la curva de energía absorbida frente a energía de impacto ya observadas en los resultados experimentales, siendo el detonante en el cambio de tendencia la rotura de la piel superior. Se pueden observar dos regiones diferentes en dicha curva:

- En la zona que corresponde a energías de impacto por debajo de 22 J, la energía absorbida por la probeta es mucho menor que la energía de impacto, lo que implica que su comportamiento es prácticamente elástico y devuelve casi toda la energía recibida durante el impacto.

- En la zona correspondiente a energías de impacto superiores a 22 J, la probeta es capaz de absorber casi toda la energía recibida durante el impacto, tras la rotura de la piel superior de la viga sándwich.

Asimismo, el modelo numérico logra reproducir el valor de la energía umbral de rotura, que experimentalmente se encontraba en torno a los 21 J y numéricamente se determinó que este valor era de 22 J, por lo que se puede decir que es capaz de predecir el momento en el que se produce la rotura de la piel superior de las vigas sándwich con una diferencia de menos del 5%. La capacidad de absorción de energía de vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad también queda razonablemente bien reproducida.

En cuanto al valor en porcentaje de la energía absorbida frente a la energía de impacto también se encontraron similitudes entre los resultados experimentales y numéricos (figura 5.21), a pesar de la dispersión mostrada por los primeros.

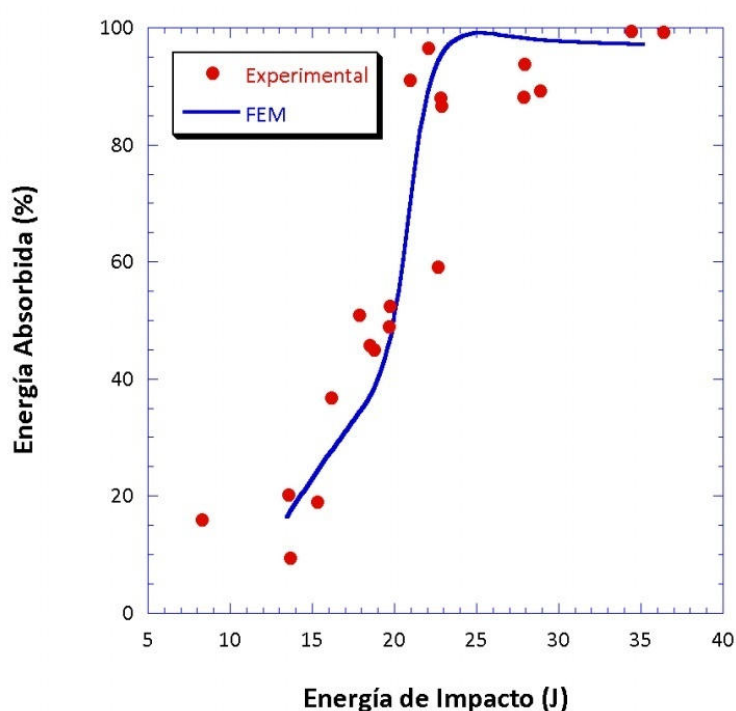


Figura 5.21. Porcentaje de energía absorbida frente a energía de impacto.
Comparación entre resultados experimentales y numéricos.

5.5. Resultados y discusión

Una vez validado el modelo numérico de vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad, se ha realizado un estudio de la respuesta de las vigas sándwich con pieles de material compuesto y núcleo de nido de abeja de aluminio ante estas cargas.

La realización de este estudio de forma experimental supondría una gran inversión, tanto en términos económicos como en tiempo, por la necesidad de realizar una gran cantidad de ensayos para cada energía de impacto debido a la dispersión de resultados observada durante la campaña experimental, sobre todo en la zona cercana a la energía umbral de rotura de la piel superior.

A partir de estas simulaciones se pueden mostrar otros resultados que no pueden ser logrados de forma inmediata a partir de los ensayos experimentales, como por ejemplo, tipo de fallo que se produce en las pieles, las tensiones presentes en el núcleo durante el impacto y la disipación de energía plástica, que corresponde a la plastificación del núcleo.

Gracias a la flexibilidad que presenta el modelo numérico, se han realizado variaciones de distintos parámetros de las vigas, como por ejemplo, el espesor de pared de celda del núcleo, el valor del límite elástico del material que lo compone, así como el efecto de la variación del espesor de las pieles de laminado. Con estas variaciones se puede comprobar la influencia de cada uno de estos factores en la respuesta de las vigas sándwich y en su capacidad de absorción de energía.

En primer lugar se ha analizado el comportamiento tanto de las pieles como del núcleo de nido de abeja para una energía de impacto inferior y otra superior a la energía umbral que produce la rotura de la piel superior. En la figura 5.22.a se muestra el mapa del criterio de rotura de las fibras para una energía de impacto de 15 J, mientras que la figura 5.22.b representa un impacto de 35 J. A pesar de que la subrutina no presenta daño acumulativo, se prevé que cuando un criterio

de daño supere el valor de 0.7 se produce daño permanente en las pieles de material compuesto.

Cuando la energía de impacto se encuentra por debajo de la energía umbral, como en el caso de energía de impacto de 15 J (figura 5.22.a), el núcleo de nido de abeja de aluminio apenas se deforma y el criterio de rotura de fibras se mantiene siempre por debajo de 0.6 muy lejos de la rotura; por este motivo la energía absorbida por parte de la viga es pequeña (primer tramo de la curva de la energía absorbida frente a energía de impacto). Cuando la energía de impacto está muy por encima del valor umbral, por ejemplo a 35 J, al inicio del impacto se observa una deformación mucho mayor en el núcleo; este hecho produce una mayor deflexión en la piel superior y, como consecuencia, su rotura (figura 5.22.b). Cuando la piel superior se rompe, absorbe una gran cantidad de energía incluso cuando el daño está muy localizado.

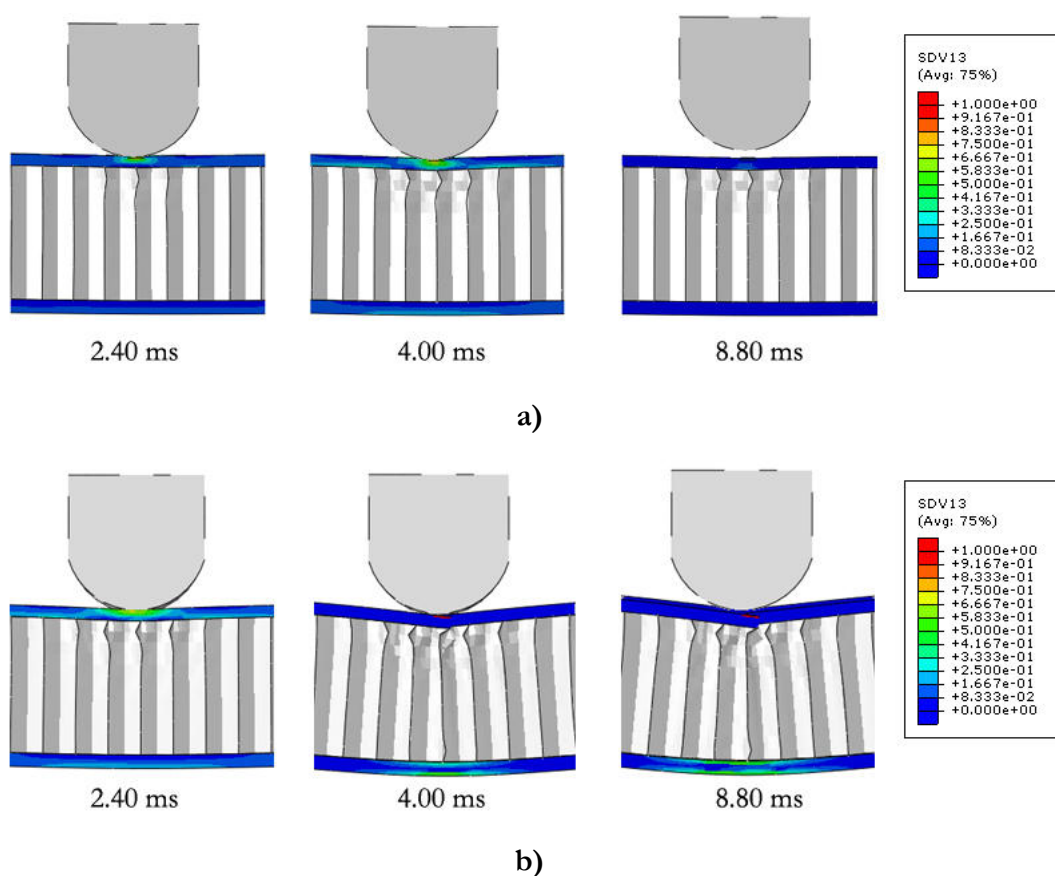


Figura 5.22. Daño en las pieles (criterio de rotura de fibras) a 3.2 ms y a 4.8 ms:

a) Energía de impacto 15 J, b) Energía de impacto de 35 J.

La evolución del criterio de daño de fibras para la piel superior en impactos de 15 J y de 35 J, puede observarse con más detalle en la figura 5.23.

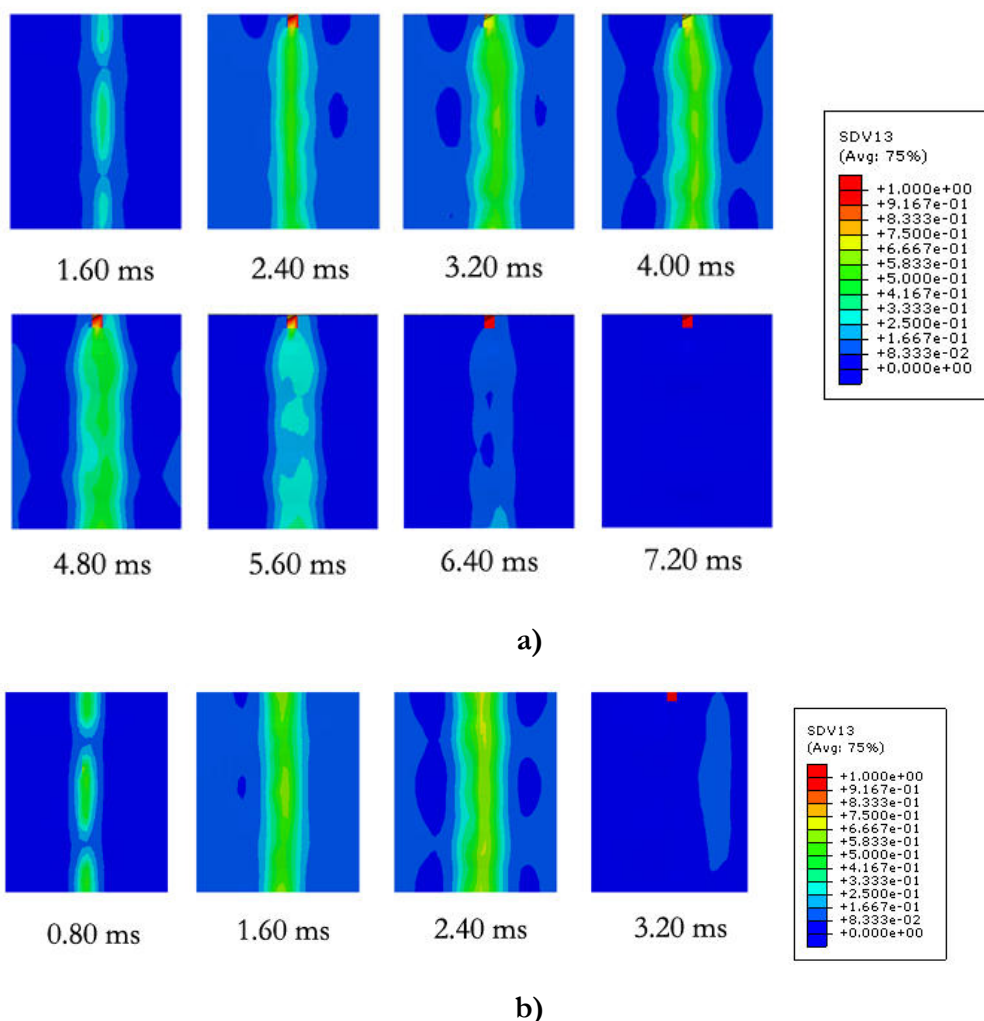


Figura 5.23. Vista en planta de la evolución del daño en la piel superior (criterio de rotura de fibras): a) Energía de impacto de 15 J, b) Energía de impacto de 35 J.

Para energía de impacto de 35 J (figura 5.23.b) se produce la rotura de la piel superior y se observa que se existe un máximo en el criterio de rotura para tiempo de 2.40 ms, desapareciendo el daño de forma brusca a 3.20 ms, tras producirse la rotura de la piel superior. Eso es debido a que la rotura de la piel superior provoca la relajación de las fibras que se encontraban cargadas a compresión debido al impacto.

Al tratarse de una estructura sándwich no solo es importante prestar atención a las pieles que lo componen, sino también el comportamiento del núcleo de nido de abeja interpuesto entre ellas. En la figura 5.24 se muestra el mapa de deformación plástica equivalente (PEEQ) para el núcleo durante un impacto a 15 J para uno de los instantes iniciales del impacto (2.40 ms), para el instante en el que la energía de impacto ha alcanzado el máximo (4.00 ms) y para uno de los momentos en el que el percutor, tras rebotar, se separa de la viga sándwich con una cierta velocidad (8.80 ms).

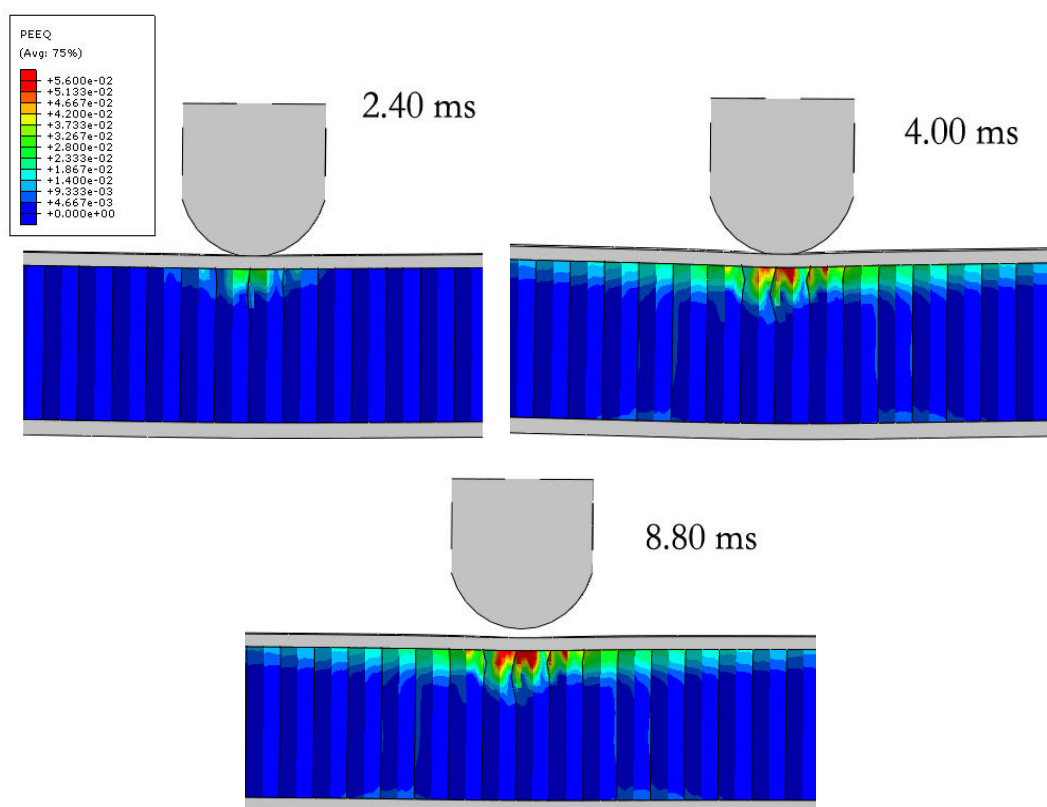


Figura 5.24. Evolución de la deformación plástica equivalente en el núcleo a través de la simulación: Energía de impacto de 15 J.

A bajas energías de ensayo, el núcleo parece contener el impacto actuando como soporte de la piel superior y trabajando en las primeras etapas de la curva de compresión observada en los ensayos experimentales. El núcleo queda dañado de forma permanente cuando se produce la máxima energía de impacto en una zona muy específica y cercana a la piel superior, apenas mostrando cambios tras ese punto con la evolución del ensayo.

La figura 5.25 muestra cuatro instantes para la evolución de la deformación plástica en el núcleo para un impacto de 35 J: inicio del impacto, momento posterior a éste, el momento en el que se produce la rotura de la piel superior y un instante posterior a la rotura antes de finalizar la simulación.

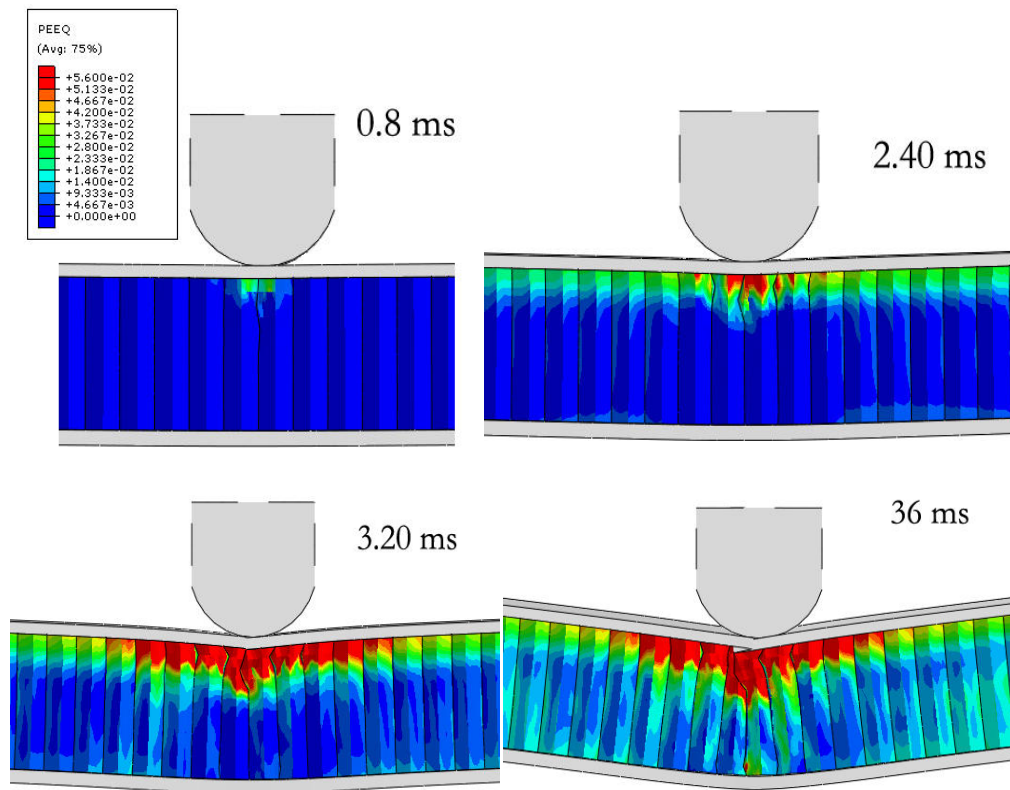


Figura 5.25. Evolución de deformación plástica equivalente en el núcleo a través de la simulación: Energía de impacto de 35 J.

En un primer instante, el núcleo se comporta de manera similar a la observada en un impacto de menor nivel de energía, y solo la zona superior del mismo queda comprometida. En el instante justo posterior a la rotura de la piel superior (3.20 ms), el núcleo se encuentra trabajando a compresión bajo la zona de impacto y, debido a su unión perfecta con la piel superior, a cortadura en las inmediaciones. Todo el núcleo queda involucrado en el proceso de impacto y este hecho hace que el daño sobre el núcleo sea mayor al finalizar la simulación en el caso de energía de impacto de 35 J.

El modelo es capaz de dar el valor de energía plástica disipada (ALLPD en Abaqus) al finalizar la simulación. Este valor de energía plástica disipada

corresponde al núcleo, pues las pieles quedan definidas por la subrutina de usuario y tanto los apoyos como la cabeza del impactador no tienen implementado modelo de plasticidad. Este valor de energía disipada por plasticidad, se representa para cada energía de impacto simulada y junto a la energía absorbida por la viga sándwich en la figura 5.26.

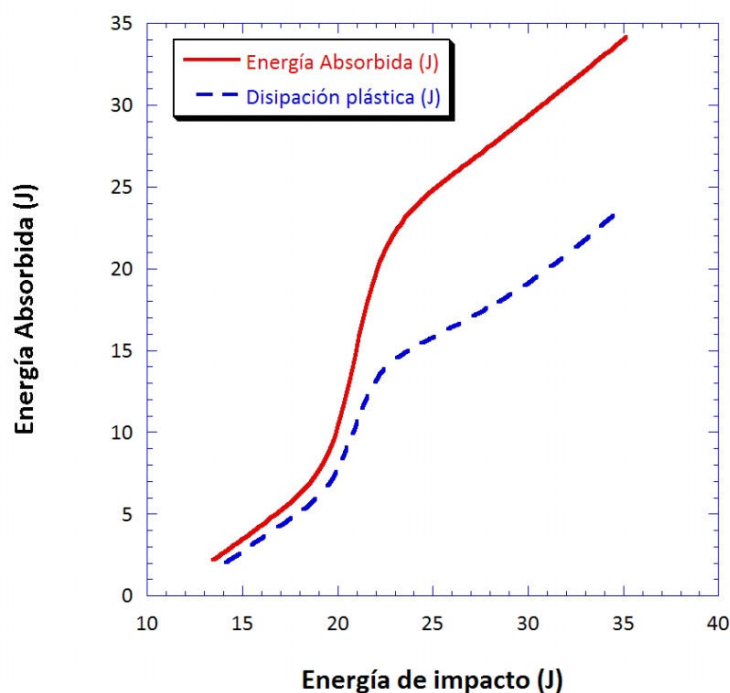


Figura 5.26. Comparación de energía absorbida y de energía plástica disipada frente a la energía de impacto. Resultados numéricos.

Al igual que ocurre en la curva de la energía absorbida, se vuelven a observar tres regiones así como un salto de tendencia en la curva de la energía plástica disipada. Este salto de tendencia es coincidente con la rotura de piel superior de la estructura sándwich. En el caso de energía plástica disipada, el salto es de menor cantidad que el dado por la energía absorbida.

Las diferencias entre la energía absorbida por la viga sándwich y la energía plástica disipada por el núcleo, se hace más evidente en la zona de la curva para la que se ha producido la rotura en la piel superior; esto puede ser debido a que a bajas energías de impacto el núcleo cobra más importancia en el proceso de absorción de energía y que a altas energías de impacto, es la piel superior de

material compuesto la que domina el proceso de absorción de energía. Este hecho puede observarse con más claridad a través del porcentaje de energía absorbida y disipada frente a la energía de impacto (figura 5.27).

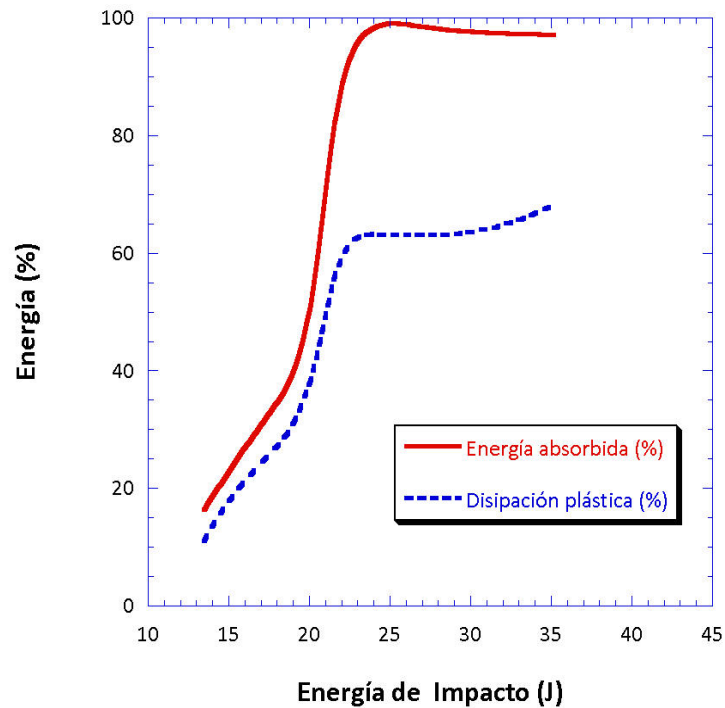


Figura 5.27. Comparación de porcentaje de energía absorbida y porcentaje de energía plástica disipada frente a la energía de impacto. Resultados numéricos.

En la figuras 5.28 y 5.29 se presenta el mapa de tensiones presente tanto en las pieles como en el núcleo en un impacto de energía de 22 J, previo a la rotura de la piel superior y posterior a este hecho. En estas imágenes se puede apreciar la deformación del núcleo para cada instante mientras el impacto se da lugar.

En la figura 5.28 se muestran dos instantes de tiempo anteriores a la rotura de la piel superior. Se produce un crecimiento de la tensión en ambos componentes de la viga desde la figura 5.28.a a la figura 5.28.b, debido a que en el primer instante evaluado (1.6 ms) el percutor aun no ha alcanzado el máximo de energía de impacto.

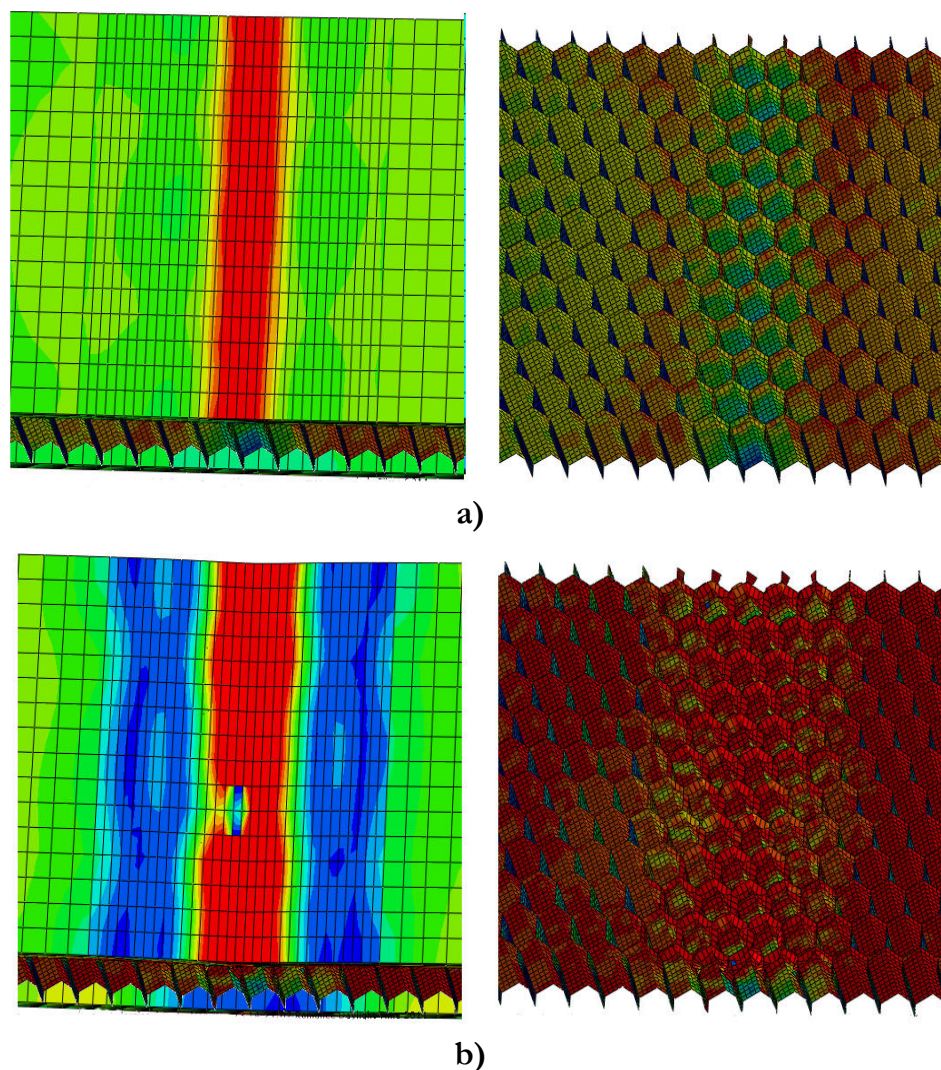


Figura 5.28. Evolución del mapa de tensiones de la piel superior y el núcleo de la viga sándwich. Energía de impacto de 22 J: a) 1.6 ms, b) 4.8 ms.

En la figura 5.28.b la degradación de la piel superior es evidente, e incluso se produce la desaparición de varios elementos, debido a que el criterio de daño implementado alcanza la unidad. En el caso del núcleo se aprecia la deformación en su parte superior en forma de plegado debida a la compresión sufrida durante el impacto. Esta deformación se da de la misma forma que se observó en las simulaciones y ensayos experimentales de compresión realizados sobre el núcleo de nido de abeja.

En la figura 5.29 se muestra el mismo mapa tensional para tres instantes diferentes en la viga tras haberse producido la rotura de la piel superior.

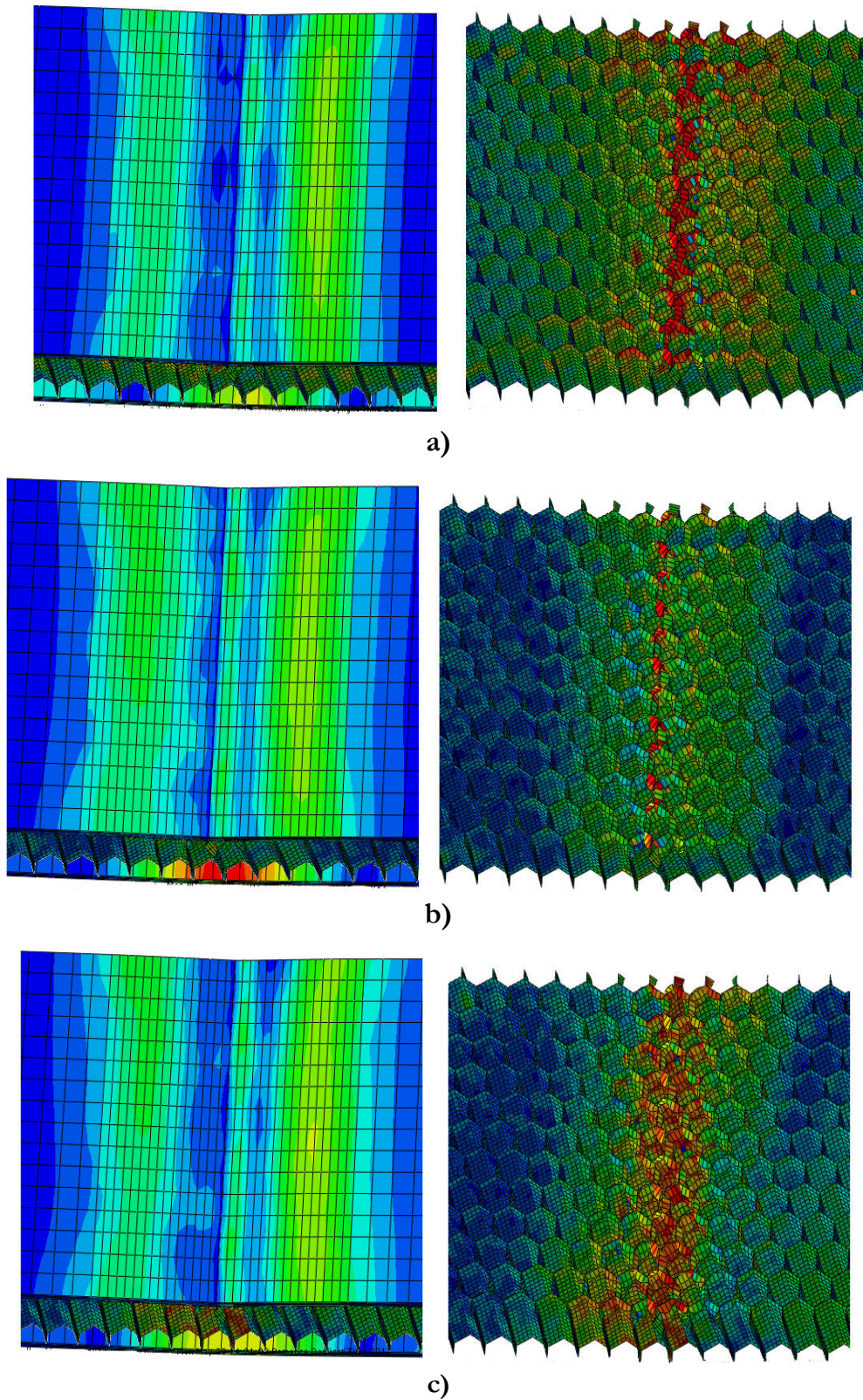


Figura 5.29. Evolución del mapa de tensiones de la piel superior y el núcleo de la viga sándwich. Energía de impacto de 22 J: a) 5.6 ms, b) 8.0 ms, c) 9.6 ms.

En este caso el núcleo ya presenta deformaciones permanentes en forma de pliegues debido a la compresión sufrida en las etapas anteriores a la rotura de la piel superior (figura 5.29.a) y comienza a verse más comprometido bajo el área efectiva del percutor de cabeza Charpy (figura 5.29.b), es decir, bajo la zona en la que se produce el contacto percutor-viga. Al terminar este contacto (figura 5.29.c) aunque el núcleo queda deformado con más severidad en esa zona, se presenta una deformación permanente en un área mayor al área efectiva del percutor, debido a la deflexión producida en la pieles de material compuesto durante el impacto. Esta deformación del núcleo puede ser un indicativo de la participación del mismo en el proceso de absorción de energía de impacto por parte de la viga, aportando carácter progresivo al fallo de la viga, cualidad que no poseen los laminados monolíticos cuya rotura puede ser considerada como más frágil.

5.6. Variación de parámetros geométricos de la viga

5.6.1. Influencia en el comportamiento a compresión del núcleo

El comportamiento a compresión del núcleo que forma parte de la estructura, puede ser un factor decisivo para evaluar la capacidad de absorción de energía de las vigas sándwich. En este caso, las propiedades en la dirección del espesor del núcleo son las más importantes, y su respuesta a compresión depende de numerosos parámetros, tales como el espesor de la pared y el tamaño de la celda, la altura del núcleo y las propiedades del material.

Una vez validado el modelo numérico de comportamiento a compresión uniaxial sobre núcleo sándwich de nido de abeja de aluminio, se han llevado a cabo una serie de ensayos virtuales de compresión sobre el mismo y se procede a estudiar la influencia entre la variación de esos parámetros anteriormente

enumerados y la capacidad de absorción de energía de núcleos sándwich de nido de abeja de celdas hexagonales, que viene dada por el área bajo la curva de la zona de carga estable en las curvas fuerza-desplazamiento resultantes de las simulaciones.

Este estudio permite identificar los posibles parámetros del núcleo a evaluar en la respuesta de las vigas sándwich a impactos de baja velocidad.

○ Efecto de la variación de la altura de núcleo

En la figura 5.30 se presentan diferentes etapas en valores de deformación global para simulaciones a compresión de núcleos de nido de abeja de 10 mm y 20 mm de alto. El número bajo cada imagen corresponde al porcentaje de deformación en cada etapa mostrada. La geometría de las celdas pertenecientes a diferentes alturas de núcleo es la misma para ambos (4.8 mm en tamaño de celda y 50 μm para espesor de pared simple). Todas las celdas están constituidas por hexágonos regulares.

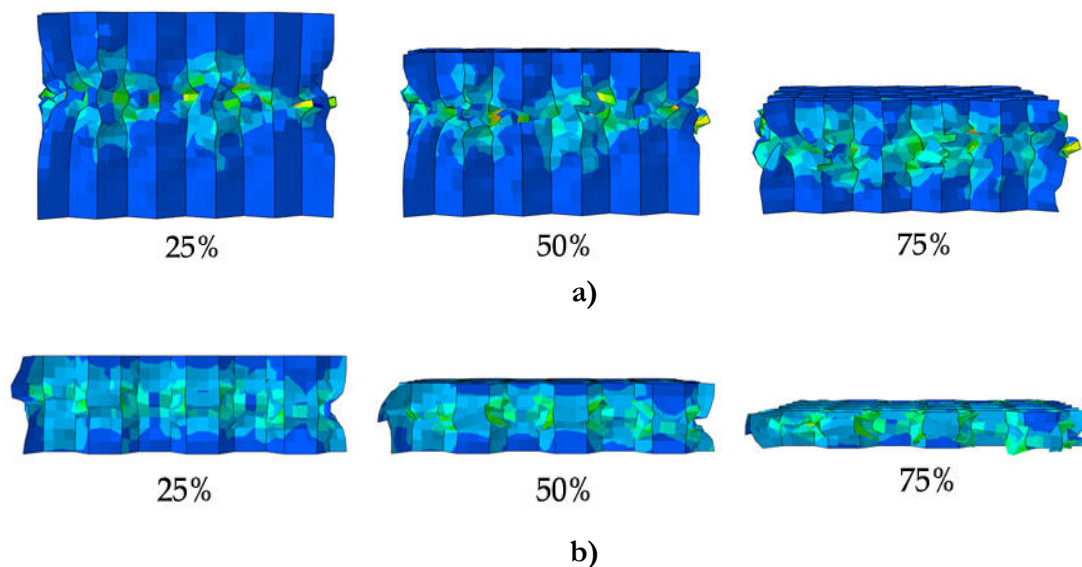


Figura 5.30. Deformación de las celdas del núcleo de nido de abeja bajo compresión uniaxial: a) Núcleo de 20 mm, b) Núcleo de 10 mm.

La comparación en términos de tensión-deformación para ambos núcleos se muestra en la figura 5.31.

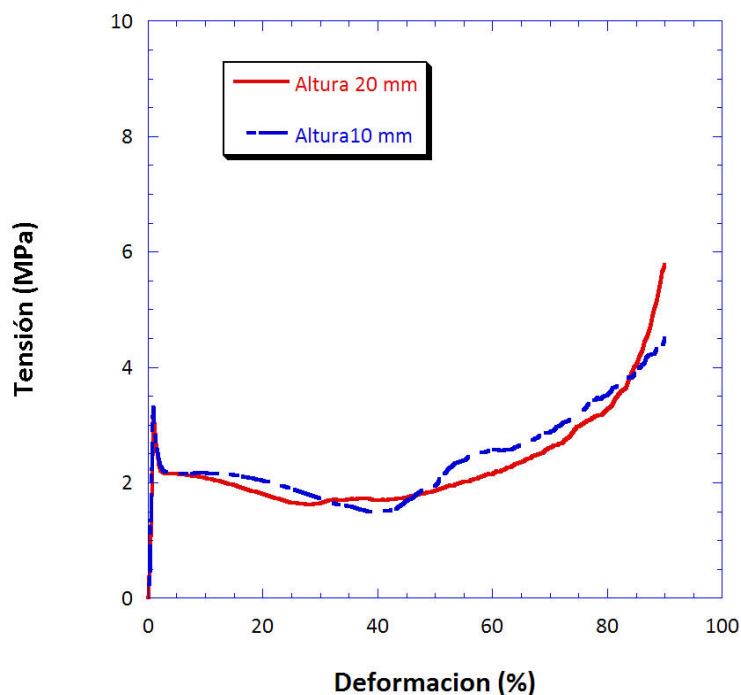


Figura 5.31. Efecto de la variación de la altura del núcleo en la curva tensión-deformación: resultados numéricos.

En ambos casos el valor de tensión pico y de tensión media de aplastamiento en la zona de carga constante coinciden para las dos alturas de núcleo simuladas, por lo que la altura de núcleo no parece tener un efecto significativo sobre el comportamiento a compresión del núcleo de nido de abeja en términos de tensión-deformación. Los valores de tensión pico y tensión de aplastamiento para ambas alturas, se exponen en la tabla 5.4.

Tabla 5.4. Valores de tensión pico y tensión de aplastamiento para diferentes alturas de núcleo.

Altura núcleo	σ_{pico} (MPa)	σ_{aplast} (MPa)
10 mm	3.31	1.93
20 mm	3.21	1.86

Como se puede observar los valores en ambos casos son muy similares, siendo las diferencias entre ambos modelos para la tensión pico y la tensión de

aplastamiento de 3.12% y 3.76% respectivamente, lo cual demuestra que las diferencias entre ambos modelos, no son significativas.

○ Efecto de la variación del espesor de pared de celda

En esta parte del estudio paramétrico se comparan los valores de la curva fuerza-desplazamiento para simulaciones con espesores de pared de 50 μm (valor nominal), 17.8 μm , 25.4 μm , 40 μm y de 63.5 μm . Los otros parámetros a estudio se mantienen constantes, manteniendo una altura de núcleo de 20 mm, el mismo que presenta el núcleo utilizado en las vigas sándwich.

La variación del espesor de la pared (figura 5.32) afecta notablemente a los valores de fuerza máxima y de aplastamiento, pues ambos valores se incrementan con el aumento del grosor de la pared. Esto puede ser debido a que las paredes de las celdas se vuelven más resistentes al pandeo local y al aplastamiento.

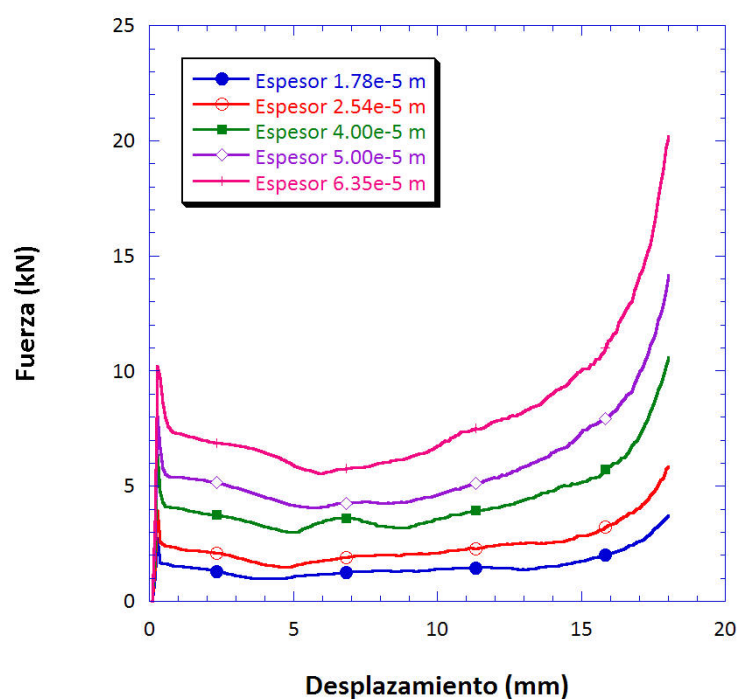


Figura 5.32. Efecto de la variación del espesor de pared de celda núcleo en la curva fuerza-desplazamiento: resultados numéricos.

En general, el aumento de espesor de pared de celda produce un aumento tanto del valor de fuerza pico como de fuerza de aplastamiento. Los valores de fuerza pico y fuerza de aplastamiento para cada uno de los espesores de pared de celda simulados, se muestran en la tabla 5.5.

Tabla 5.5. Valores de fuerza pico y fuerza de aplastamiento para diferentes espesores de pared de celda de núcleo.

Espesor pared de celda	Fpico (kN)	Faplast (kN)
$1.78 \cdot 10^{-5}$ m	2.42	1.25
$2.54 \cdot 10^{-5}$ m	3.95	1.95
$4.00 \cdot 10^{-5}$ m	6.38	3.55
$5.00 \cdot 10^{-5}$ m	8.03	4.64
$6.35 \cdot 10^{-5}$ m	10.20	6.37

Con respecto al modelo original de espesor de pared de 50 μm , un incremento en espesor de pared de celda hasta llegar a espesor 63.5 μm , supone un aumento de la fuerza pico de 27.02% y de carga de aplastamiento de 37.28%. Sin embargo un espesor de pared de celda de 40 μm hace disminuir estos valores en 20.55% y 23.49% respectivamente.

○ Efecto de la variación del límite elástico

Se estudiaron tres valores de límite elástico diferentes: 125 MPa (modelo numérico inicial), 62.5 MPa (valor mitad) y 250 MPa (valor doble). La variación del límite elástico (figura 5.33) de nuevo afecta notablemente a los valores de carga máxima y de carga de aplastamiento (valor de carga medio presente en la meseta), aumentando ambos valores con el incremento del límite elástico.

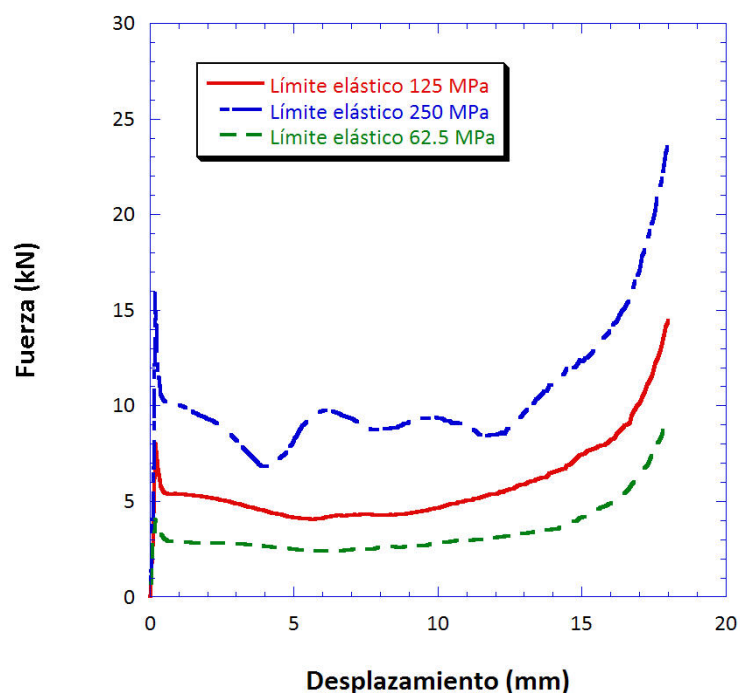


Figura 5.33. Curvas fuerza-desplazamiento obtenidas numéricamente para diferentes valores de límite elástico de la aleación de aluminio.

Para el modelo de límite elástico de valor doble comparado con el nominal, la fuerza pico y la fuerza de aplastamiento (*plateau*) aumentan un 97.76% y 91.37% respectivamente, sin embargo en el modelo de límite elástico la mitad, ambos valores disminuyen un 49.76% y 43.10%. Estos valores se presentan desglosados en la tabla 5.6.

Tabla 5.6. Valores de fuerza pico y fuerza de aplastamiento para diferentes valores de límite elástico del material.

Límite elástico	Fpico (kN)	Faplast (kN)
62.5 MPa	4.034	2.64
125 MPa	8.03	4.64
250 MPa	15.88	8.88

En general se observa que a mayor límite elástico, se absorbe mayor nivel de energía debido al incremento del área bajo la curva en la zona donde la fuerza se mantiene constante.

○ Efecto de la variación del tamaño de celda

La comparación de la curva fuerza-desplazamiento para un núcleo de celdas de diámetro de circunferencia inscrita de 4.8 mm y otro de menor tamaño de celda, 3.175 mm, se representa en la figura 5.34.

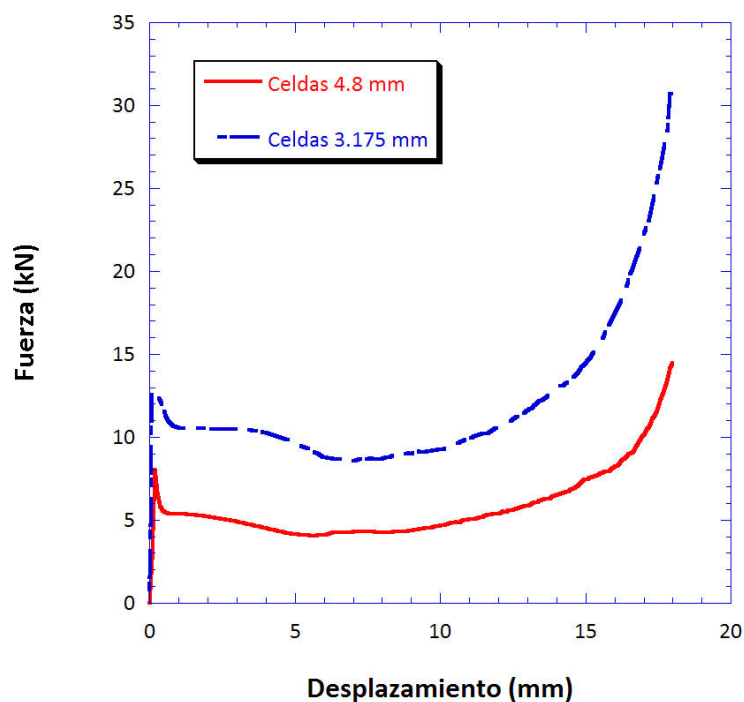


Figura 5.34. Curvas fuerza-desplazamiento obtenidas numéricamente para diferentes valores de tamaño de la celda.

Los valores de fuerza pico y de aplastamiento, se muestran en la tabla 5.7.

Tabla 5.7. Valores de fuerza pico y fuerza de aplastamiento para diferentes tamaños de celda.

Tamaño celda	Fpico (kN)	Faplast (kN)
3.175 mm	12.80	9.60
4.8 mm	8.03	4.64

La disminución del tamaño de la celda hexagonal empleada hace aumentar la fuerza pico y la fuerza de aplastamiento un 59.40% y un 106.89% respectivamente con respecto al modelo de tamaño de celda de 4.8 mm, pues a

mayor número de celdas, mayor número de paredes para participar del proceso de contención de carga y, por lo tanto, mayor capacidad de absorción de energía.

Teniendo en cuenta que para el mismo tamaño de área efectiva para las probetas simuladas, el tamaño de celda menor tiene más hexágonos en su interior, no parece sorprendente que para la misma tipología de núcleo en cuanto a espesor de pared y valor de límite elástico, la curva fuerza-desplazamiento tenga mayores valores de fuerza pico y de fuerza media en la zona *plateau* mayor que para el caso del núcleo de celdas de mayor tamaño.

5.6.2. Influencia en la respuesta frente a impacto de la viga sándwich

Tras los resultados observados en las simulaciones del modelo de compresión para el núcleo de nido de abeja, se decidieron realizar varios cambios en la geometría de las vigas a estudio, prestando especial atención a aquellos parámetros que produjeran cambios notables en las curvas fuerza-desplazamiento obtenidas a través de las simulaciones de compresión del núcleo de nido de abeja, ya que estos parámetros tendrán influencia sobre la respuesta de las vigas sándwich durante los impactos a baja velocidad.

Asimismo no solo se realizaron cambios sobre los parámetros principales del núcleo, sino también en el espesor de las pieles de material compuesto pues, al formar parte de estas estructuras, su variación afecta al comportamiento de las vigas sándwich.

○ Variación del espesor de pared de celda del núcleo de la viga sándwich

Uno de los parámetros que presentaba más influencia en el comportamiento a compresión del núcleo de nido de abeja, fue la variación del espesor de las

paredes de las celdas del mismo, por ello se han llevado a cabo simulaciones de las vigas sándwich con espesores de pared de celda de $40\ \mu\text{m}$ y $63.5\ \mu\text{m}$, dos de los espesores de pared de celda simulados en los ensayos de compresión uniaxial más cercanos al valor original de espesor de pared de celda de $50\ \mu\text{m}$. La comparación en términos de energía absorbida frente a energía de impacto para las vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad con los diferentes espesores de pared simulados se presenta en la figura 5.35.

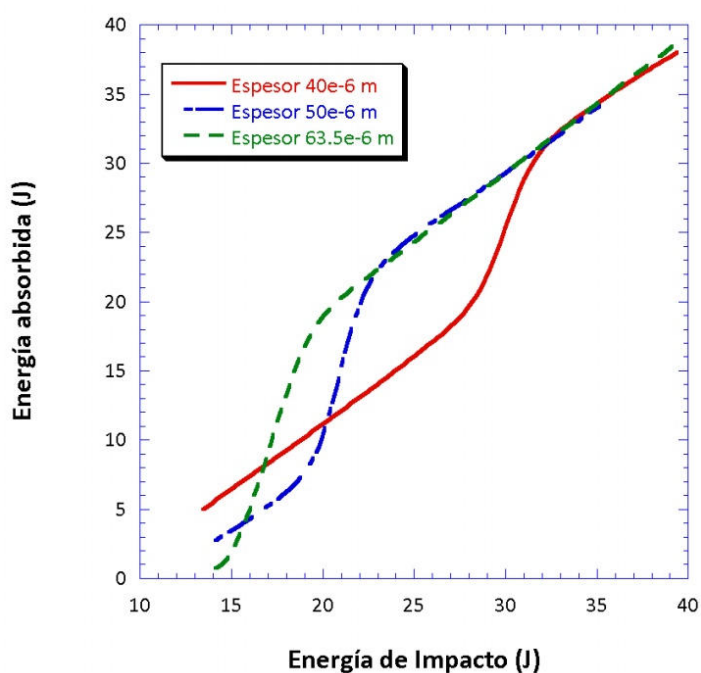


Figura 5.35. Energía absorbida frente a energía de impacto para tres espesores de pared de celda de núcleo diferentes. Resultados numéricos.

Se puede observar que las simulaciones de núcleo con mayor espesor de celda ($63.5\ \mu\text{m}$) presentan un adelanto en la energía umbral de rotura de la piel superior, desde $22\ \text{J}$ a $20\ \text{J}$. Un mayor espesor de pared de celda, hace que los bordes las paredes de las celdas produzcan una mayor concentración de tensiones en la piel de material compuesto bajo la zona de impacto y el núcleo, lo que acelera el proceso de daño infligido sobre la piel superior y su degradación de propiedades. La energía umbral de rotura presenta una disminución de 9.09% en relación a las vigas originales.

La rotura de la piel superior se produce en este caso por el debilitamiento de la misma y no por la excesiva deflexión del núcleo bajo el área de impacto, tal y como se aprecia en la figura 5.36.

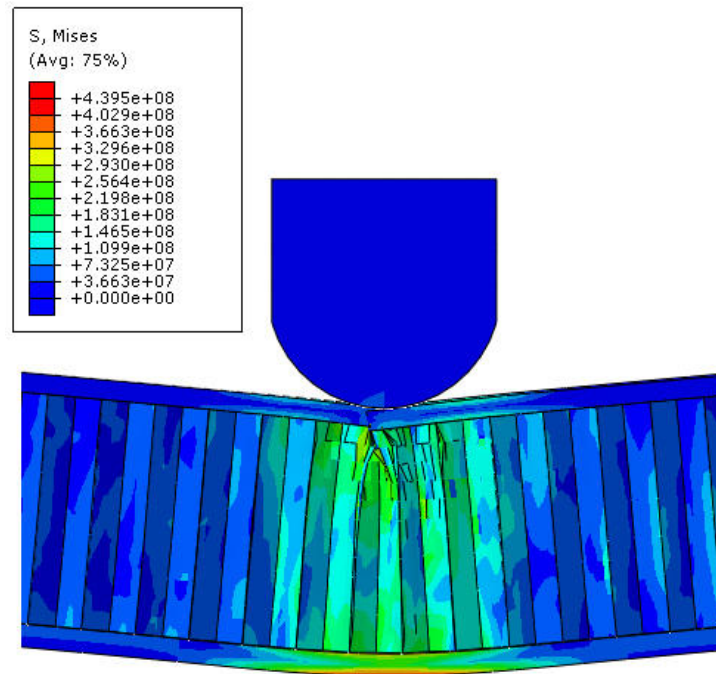


Figura 5.36. Núcleo de espesor de pared de celda de 63.5 μm : Forma de la rotura de la piel superior para un impacto de 35 J.

La disminución del espesor de las paredes de las celdas hasta un valor de 40 μm , hace que el núcleo se deforme con más facilidad, aliviando la tensión existente entre la piel superior y la zona de impacto producida por la indentación sobre la piel superior de material compuesto. De esta manera la energía umbral pasa de 22 J en el modelo original a 30 J, lo que supone un aumento del 36.36% de este valor. En este caso la excesiva deformación del núcleo en la zona de contacto e inmediaciones, es la que produce una excesiva deflexión en piel superior, produciendo su rotura (figura 5.37). El núcleo queda mucho más deformado tras el impacto en el caso de paredes de celda de menor espesor.

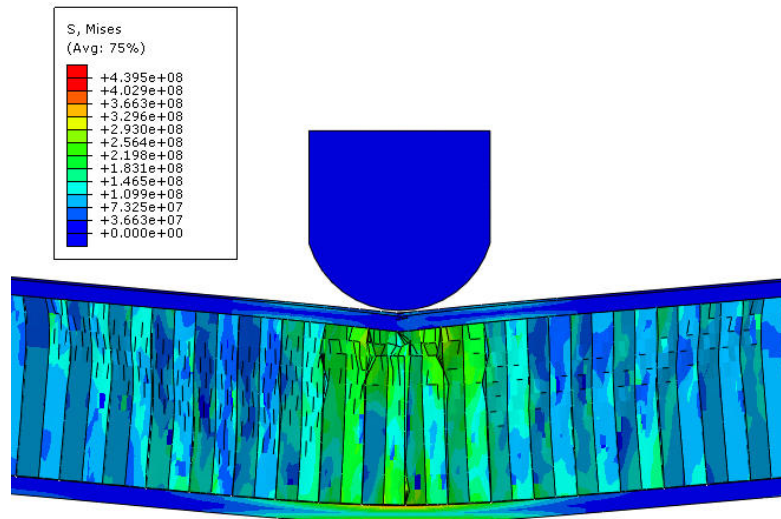


Figura 5.37. Núcleo de espesor de pared de celda 40 μm : Forma de la rotura de la piel superior para un impacto de 35 J.

Una excesiva disminución del espesor de la pared de la celda no asegura que el umbral de rotura de la piel superior siga aumentando, pues con el menor espesor de celda, la deflexión de la piel superior aumenta, favoreciendo el fallo de la misma, por lo que hay que asegurar que tanto pieles como núcleo tengan las propiedades adecuadas para resistir las cargas a las que se vean sometidas. Los efectos de los esfuerzos de cortadura son más importantes en el modelo de pared de celda de 40 μm que en el caso de paredes más gruesas, tal y como se aprecia en la figura 5.38.b.

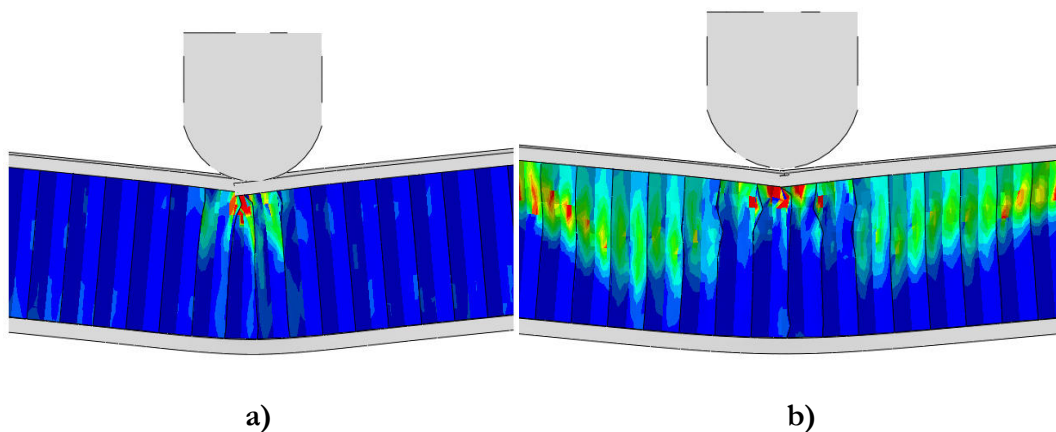


Figura 5.38. Deformación plástica en el núcleo para impacto de 35J: a) Núcleo de espesor de pared de celda de 63.5 μm , b) Núcleo de espesor de pared de celda de 40 μm .

La energía disipada por el núcleo junto a la energía absorbida por parte de la viga sándwich frente a la energía de impacto, se muestran en las figuras 5.39.a y 5.39.b para núcleo de espesor de pared de celda de $40\ \mu\text{m}$ y $63.5\ \mu\text{m}$ respectivamente.

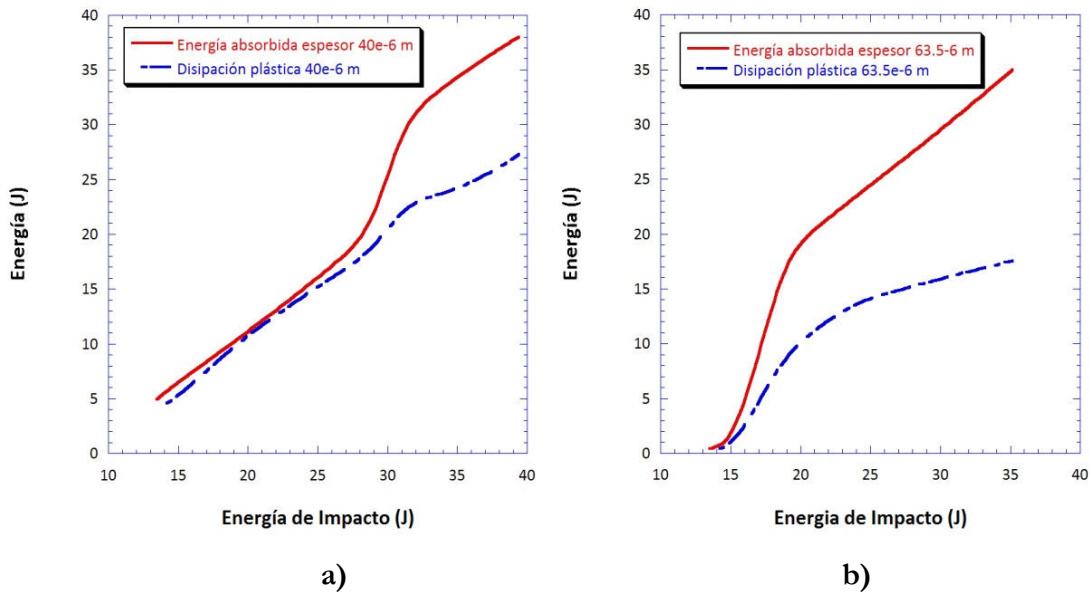


Figura 5.39. Energía absorbida y disipación plástica frente a energía de impacto: a) Espesor de pared de celda de $40\ \mu\text{m}$, b) Espesor de pared de celda de $63.5\ \mu\text{m}$.

Para espesor de pared de celda de $40\ \mu\text{m}$, la disipación plástica presenta el mismo comportamiento observado que en el caso de las vigas originales con espesor de celda de $50\ \mu\text{m}$ y a bajas energías de impacto, esta disipación es prácticamente coincidente con la energía absorbida por parte de la viga sándwich, produciéndose un cambio a partir de la rotura de la piel superior. Para el caso de núcleo de pared de celda de $63.5\ \mu\text{m}$ también se produce ese cambio, pero el porcentaje de energía disipada tras la rotura de la piel superior es menor que el observado en el caso del núcleo de espesor de pared de $40\ \mu\text{m}$. Este hecho puede ser debido a que los núcleos de paredes más gruesas se deforman menos durante el proceso de impacto, pues la deformación observada en las simulaciones es más local y menos global.

El adelanto en el valor umbral de energía de rotura de la piel superior en comparación con el modelo original para vigas de mayor espesor de pared de celda, puede ser debido a que el núcleo puede participar en menor medida en el proceso de absorción de energía debido a su resistencia a la deformación por parte de una carga tan rápida y localizada como es un impacto a baja velocidad.

○ Variación del límite elástico del núcleo de la viga sándwich

Otro de los parámetros del núcleo de nido de abeja que tras las simulaciones de compresión de núcleo muestra poder tener relevancia en el proceso de absorción de energía de impacto por parte de las vigas sándwich, es el valor del límite elástico del material del que está conformado el núcleo.

Por esta razón se han realizado simulaciones de las vigas sándwich sometidas a impacto de baja velocidad con dos valores de límite elástico diferentes al que poseen las vigas originales. Los valores escogidos para realizar los cambios son el doble (250 MPa) y la mitad (62.5 MPa) del valor de inicio de la aleación de aluminio utilizada (125 MPa).

La energía absorbida frente la energía de impacto de los tres valores se presenta en la figura 5.40.

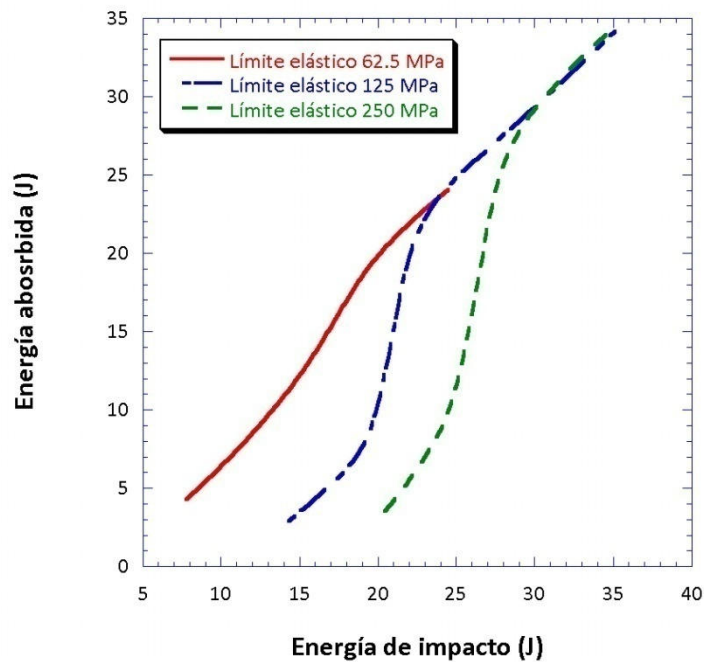


Figura 5.40. Energía absorbida frente a energía de impacto para diferentes valores de límite elástico.

La disminución del valor del límite elástico muestra una curva más lineal y no presenta el cambio acusado de tendencias presente en las curvas para 125 MPa y 250 MPa, cambio de tendencias que se produce con la rotura de la piel superior. El aumento del límite elástico produce un aumento en el valor de la energía umbral de rotura de la piel superior desde 22 J hasta 26 J, lo que supone un aumento del 18.18%. Para un límite elástico menor del original, el valor umbral de rotura de piel superior disminuye hasta alcanzar un valor de 19 J, lo que se traduce en una disminución del 13.63% sobre el valor original. En el caso del límite elástico menor, el núcleo se vuelve muy débil y la piel superior falla debido a la excesiva deflexión producida por la compresión del núcleo (figura 5.41).

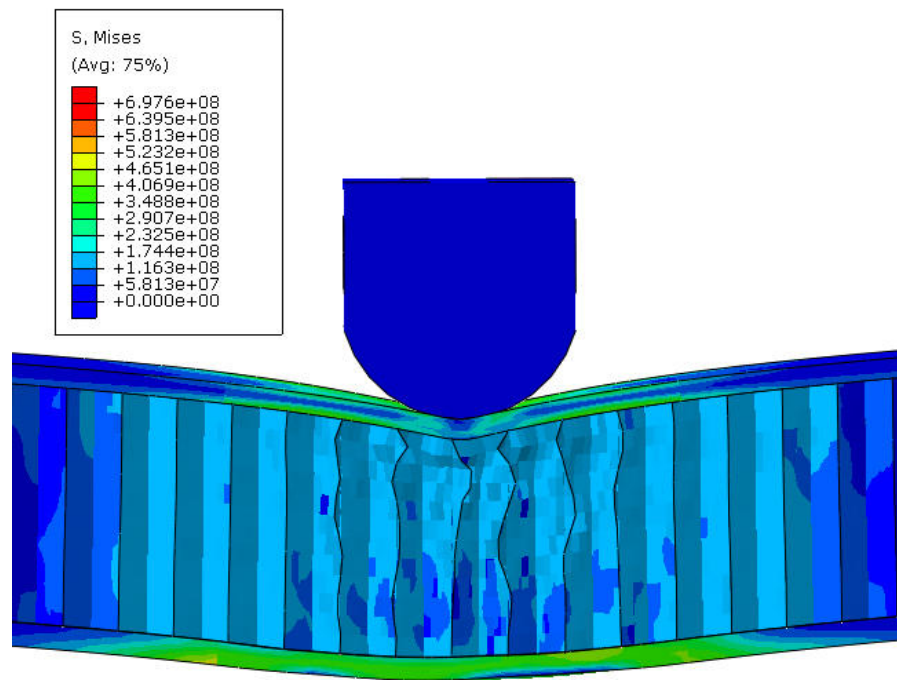


Figura 5.41. Tensión de Von Mises para viga con valor del límite elástico del núcleo de 62.5 MPa. Energía de impacto de 20 J.

Los resultados de energía disipada por acción del núcleo junto a la energía absorbida por la vigas tras el impacto, se muestran se muestran en las figuras 5.42 y 5.43 para límite elástico de 250 MPa y de 62.5 MPa respectivamente.

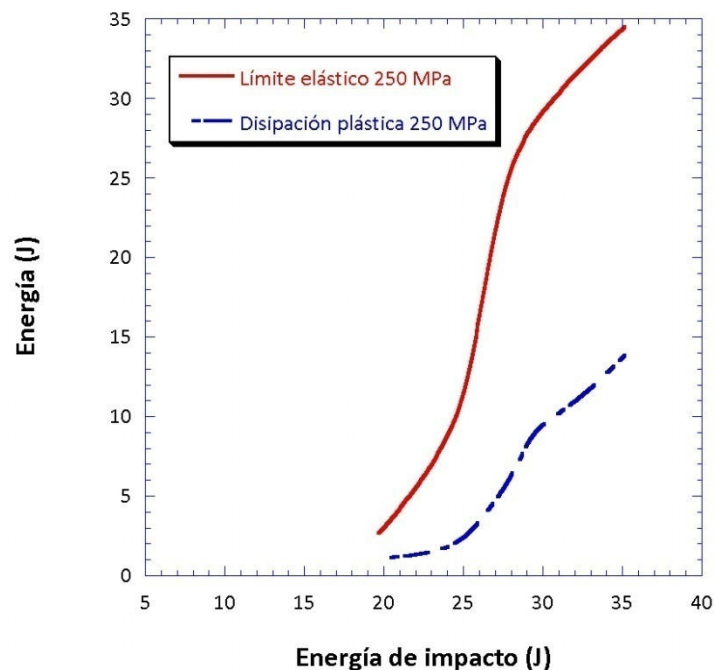


Figura 5.42. Energía absorbida y disipación plástica del núcleo frente a energía de impacto para valor de límite elástico 250 MPa.

A diferencia de lo observado para las vigas originales, el núcleo de mayor límite elástico disipa menos energía absorbida a través de la deformación del núcleo. Esto puede ser debido a que el mayor límite elástico del núcleo, ofrece mayor resistencia al pandeo y deformación, por lo que la energía disipada por este hecho es menor en este modelo. En cuanto a la energía disipada por parte del núcleo para un límite elástico de 62.5 MPa los resultados se presentan en la figura 5.43.

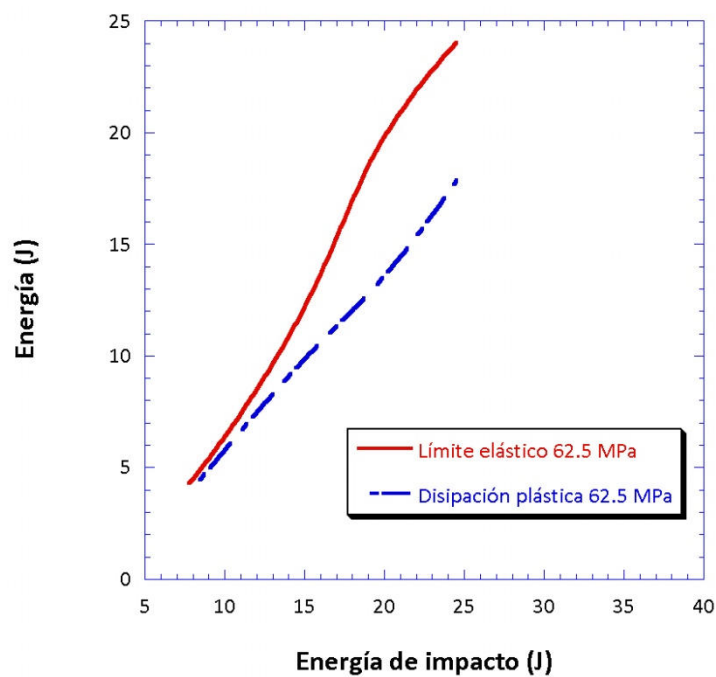


Figura 5.43. Energía absorbida y disipación plástica del núcleo frente a energía de impacto para valor de límite elástico 62.5 MPa.

Se observa que a bajas energías de impacto, los valores de energía absorbida y energía disipada son muy similares, alejándose cuanto mayor es la energía de impacto. De nuevo el núcleo puede estar absorbiendo la mayor parte de la energía en forma de deformación a esos niveles de impacto, pero llegado a un límite las pieles de material compuesto son las que controlan el proceso de absorción de energía debido a sus mejores propiedades mecánicas.

Al igual que se observa en la curva de energía absorbida para el modelo de límite elástico menor, no existe prácticamente salto de tendencia que represente la rotura de la piel superior.

○ Variación del espesor de las pieles de material compuesto de la viga sándwich

Al igual que sucede con la variación de ciertos parámetros del núcleo de la estructura sándwich, resulta interesante realizar simulaciones variando el espesor de las pieles de laminado que la componen.

Se han realizado otros dos nuevos modelos numéricos con pieles de material compuesto de 2.5 mm de espesor y de 1.5 mm. Los resultados en cuanto a valor de energía absorbida frente a energía de impacto se muestran en la figura 5.44. Para estas nuevas simulaciones fue necesario realizar un nuevo análisis de sensibilidad de la malla debido al cambio geométrico asociado a la disminución y al aumento de espesor de las pieles con respecto al modelo original.

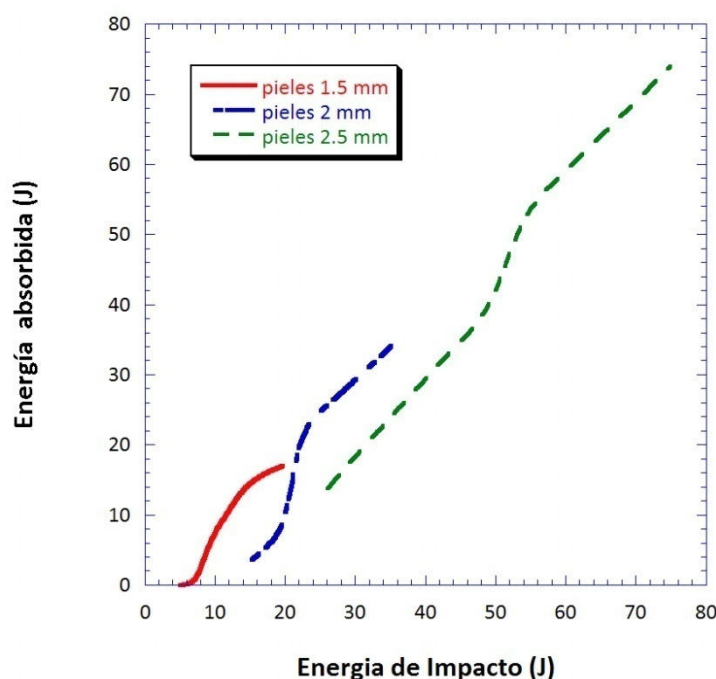


Figura 5.44. Energía absorbida frente a energía de impacto para tres espesores de piel de material compuesto diferentes. Resultados numéricos.

En el caso de un espesor de pieles de material compuesto de espesor 2.5 mm se ha incrementado el valor de energía umbral de rotura en la piel superior hasta 53 J, lo que supone un crecimiento del 140.9% en este valor. En cuanto a la

valor de energía absorbida por vigas sándwich con pieles de 1.5 mm, se ha encontrado que el valor de la energía umbral disminuía hasta 10 J, lo que supone un decrecimiento de este valor con respecto a las vigas originales de un 54.54%. En las figuras 5.45.a y 5.45.b se muestra la deformación plástica en el núcleo para ambos modelos cuando se produce la rotura de la piel superior.

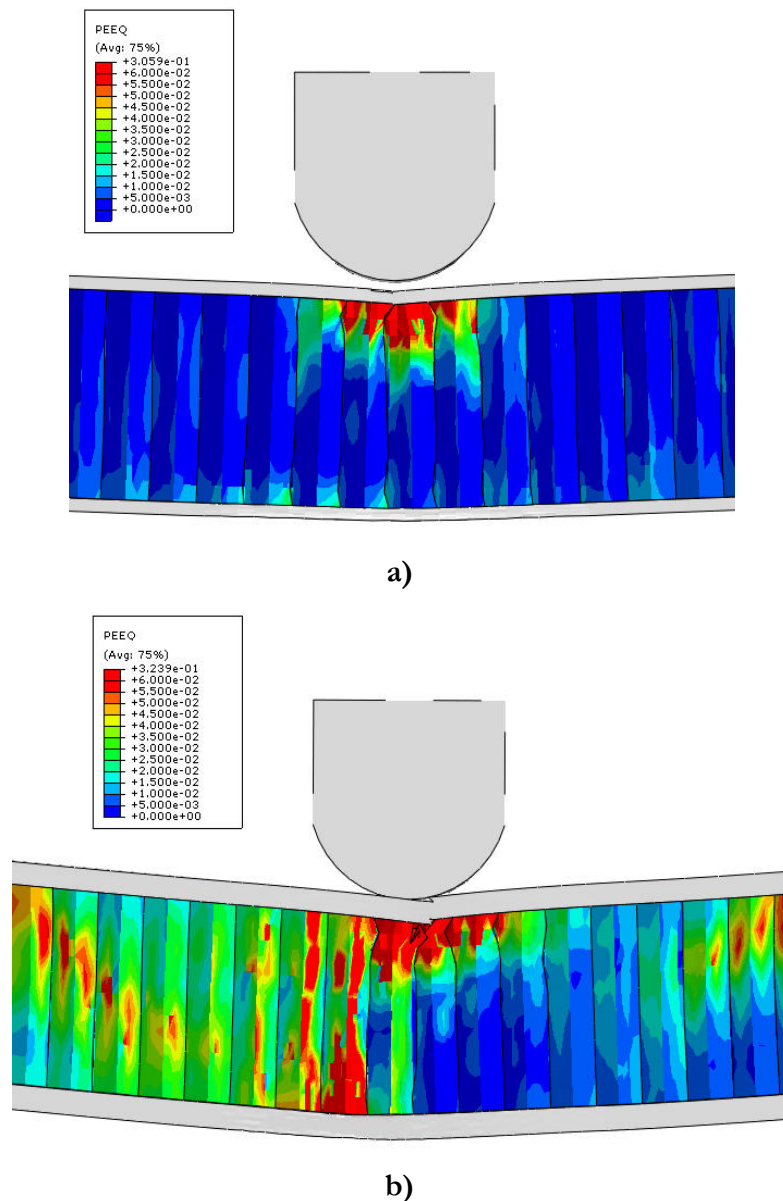


Figura 5.45. Deformación plástica en el núcleo para energía de rotura de la piel superior: a) Núcleo de pieles de espesor 1.5 mm (Energía de impacto 10 J), b) Núcleo de pieles de espesor 2.5 mm (Energía de impacto de 53 J).

Como en el caso de las pieles de 2.5 mm de espesor la rotura se produce a un nivel de energía más alto que en el caso de las pieles de 1.5 mm, la deflexión de la estructura sándwich es mayor y el núcleo se ve comprometido más allá de la zona de contacto. Los efectos de cortadura en el caso de las vigas sándwich con pieles más gruesas es más notable que en el caso de la rotura para pieles más finas y es por eso que para estructuras sándwich con pieles de mayor espesor el daño se hace más extensivo.

Capítulo 6.

Conclusiones y trabajo futuro

6.1. Resumen y conclusiones

En la presente Tesis Doctoral se ha analizado la respuesta frente a cargas impulsivas de baja velocidad de vigas sándwich, utilizando una combinación de herramientas numéricas y ensayos experimentales. La configuración de vigas sándwich estudiada está formada por pieles de laminados de fibra de carbono y matriz epoxi, y un núcleo es un nido de abeja de aluminio. Esta configuración es típica de la industria aeroespacial, en concreto de estructuras de lanzadores espaciales.

Las conclusiones más relevantes obtenidas de la investigación desarrollada se resumen a continuación, atendiendo a los tres enfoques utilizados en esta Tesis Doctoral.

○ Estudio experimental

- Los ensayos experimentales permitieron estudiar el comportamiento frente impactos de baja velocidad de las vigas sándwich, estableciendo una energía umbral de impacto para producir la rotura de la piel superior de la estructura y pudiendo detectar varios tipos de fallo que favorecían la rotura de la misma. Los mecanismos de rotura de piel superior más frecuentes son el fallo de piel superior por compresión de la misma y fallo de la piel superior por deformación excesiva del núcleo (fallo por compresión local).
- La metodología desarrollada para realizar los ensayos de flexión dinámica en tres puntos para vigas sándwich utilizando una torre de caída de peso, no sólo es aplicable a las vigas analizadas en esta Tesis Doctoral, sino también a aquellas con núcleos de espuma polimérica y pieles de otros laminados o materiales isótropos.
- La utilización de un percutor de mayor radio produce una disminución en el valor de la energía umbral de impacto necesaria para producir la rotura

de la piel superior. Se observó que la rotura de la piel superior se ve más afectada por el tipo de percutor utilizado que por el propio nivel de energía de impacto utilizada, siendo más sensible a un mayor área de contacto percutor-probeta.

- A bajas energías de impacto las pieles de las vigas sándwich presentan valores de desplazamientos máximos similares, lo que es un indicativo de que en este rango de energías de impacto, la estructura sándwich se encuentra trabajando a flexión de forma global para absorber la energía de impacto. Conforme la energía de impacto aumenta, las diferencias entre los desplazamientos máximos de la piel superior e inferior se hacen más notables debido a la aparición de fenómenos locales sobre la piel superior, como lo es el fenómeno de la indentación.
- Los resultados obtenidos de los ensayos de compresión uniaxial sobre núcleos de nido de abeja de aluminio muestran que son independientes de la velocidad de ensayo utilizada cuando ésta se encuentra en un rango de entre 0.5 mm/min y 50 mm/min. A través de los ensayos de compresión uniaxial sobre núcleo se pudo observar la forma característica que presentan las curvas fuerza-desplazamiento, estando ésta dividida en tres regiones: régimen elástico-lineal, *plateau* y densificación. Cada una de estas regiones está asociada a un tipo de deformación característica de núcleo: deformación elástica de las paredes de las celdas, plegado plástico de las mismas, y contacto de unas con otras produciendo densificación.

○ Estudio analítico

- El modelo analítico desarrollado permite evaluar la respuesta a flexión dinámica en tres puntos de una viga sándwich con pieles de material compuesto cuando el daño sobre la piel superior es pequeño y no afecta de manera significativa a la rigidez global de la viga.

- La adimensionalización del modelo permitió determinar los grupos adimensionales que controlan la respuesta de la estructura frente a impacto. Los grupos que presentan más influencia sobre la flexión dinámica de la viga sándwich en términos de fuerza máxima y tiempo de contacto son: la rigidez global adimensional de la estructura, la fuerza de indentación local adimensional y la velocidad de impacto adimensional. Las masas efectivas de la piel superior y de la viga sándwich completa adimensionalizadas a través de la masa del percutor, presentan menor influencia en las variaciones de los valores de fuerza máxima y de tiempo de contacto observados.
- El aumento de la masa del percutor con respecto a la masa de la piel superior hace aumentar la fuerza máxima, de tal manera que un aumento de un orden de magnitud en este ratio implica sólo un aumento del 15% en la fuerza de contacto. El tiempo de contacto disminuye en igual medida a cómo aumenta la fuerza máxima para todo el rango del grupo adimensional estudiado.
- El aumento del espesor de la piel superior con respecto al espesor total de la estructura sándwich, conlleva una leve disminución de la fuerza máxima de contacto (3.8%) para un incremento de un orden de magnitud. El tiempo de contacto presenta una disminución inicial hasta alcanzar un mínimo, pero tampoco presenta cambios significativos a lo largo del rango estudiado (8%).
- El aumento de la masa de la estructura sándwich al completo con respecto a la masa del percutor, produce un decremento en la fuerza máxima de contacto, que varía un 10% entre los valores límite del rango estudiado en la variación de dos órdenes de magnitud de la masa de la estructura sándwich respecto de la masa del percutor. El tiempo de contacto sufre un leve aumento entre estos dos valores, pero también se observan variaciones y fluctuaciones sin una tendencia definida al aumentar la masa de la viga sándwich. Estas fluctuaciones son debidas a

la variación de las oscilaciones de la curva fuerza-tiempo, que afectan sobre todo al tiempo máximo de contacto medido.

- En general, a menor rigidez global de la estructura existe menor fuerza máxima y mayor tiempo de contacto. Para el caso de menor rigidez global adimensional estudiado, se alcanzó el valor de fuerza máxima más bajo y el mayor tiempo de contacto. Con el aumento de la rigidez global de la estructura adimensional, el sistema tiende a estabilizarse en valores de fuerza y tiempo de contacto.
- El parámetro β , que forma parte de la fuerza de contacto no lineal, también tiene una influencia notable sobre el sistema. El aumento de este parámetro adimensionalizado, supone un rápido aumento de la fuerza máxima hasta llegar a estabilizarse alrededor de un valor constante. El tiempo de contacto se comporta de manera contraria y presenta un fuerte decremento hasta alcanzar un valor estable.
- El aumento de la velocidad inicial adimensional provoca un aumento de la fuerza de contacto máxima. Este crecimiento presenta un ajuste lineal. El tiempo de contacto se mantiene en torno a unos valores constantes.

○ Estudio numérico

- Se ha desarrollado un modelo de elementos finitos de vigas sándwich con pieles de material compuesto y núcleo de nido de abeja para simular la respuesta de las mismas frente a impactos de baja velocidad. Para modelizar el comportamiento de las pieles de material compuesto se ha utilizado una subrutina de usuario VUMAT. El núcleo de aluminio ha sido simulado como un material elastoplástico.
- El modelo de comportamiento implementado para las pieles utiliza el criterio de rotura de Hou modificado para tejidos y ha sido ampliamente validado en diversos trabajos previos dentro del Grupo de Investigación de Mecánica de Materiales Avanzados.

- El modelo de comportamiento elastoplástico implementado para el núcleo de nido de abeja de aluminio ha sido validado a través de la comparación del comportamiento a compresión uniaxial experimental del núcleo con el obtenido de forma numérica.
- Se han realizado simulaciones de vigas sándwich para un determinado rango de energías de impacto, considerando en todos los casos impactos de baja velocidad. Estas simulaciones se han validado con los resultados obtenidos de los ensayos experimentales, empleando como parámetros de comparación la fuerza de contacto y la energía absorbida. El modelo es capaz de reproducir la energía umbral de rotura de la piel superior con una diferencia de menos del 5%, así como las formas de las curvas fuerza-tiempo para todas las energías de impacto simuladas.
- Empleando el modelo numérico se ha podido demostrar que la variación de la energía absorbida en función de la energía de impacto, presenta dos regiones principales. Para energías de impacto menores que la energía umbral las vigas sándwich trabajan a flexión global. Para energías superiores a la energía umbral, la viga presenta rotura en la piel superior y absorbe toda la energía del impacto.
- A través del modelo de elementos finitos fue posible analizar el mapa de tensiones presente en la viga durante el impacto, así como la deformación plástica del núcleo, variables que son prácticamente imposibles de analizar experimentalmente durante el fenómeno de impacto. Se observó que para energías menores que la energía umbral de rotura de la piel superior, prácticamente toda la energía absorbida se lleva a cabo a través de la disipación de energía por plastificación del núcleo. A altas energías de impacto la piel superior es la que domina el proceso de absorción de energía debido a sus altas propiedades.
- Dada la gran importancia que tiene el núcleo en la capacidad de absorción de energía de la estructura sándwich.; tras la validación del modelo numérico de la viga sándwich, y previo a realizar un análisis de la

influencia de la variación de diversos parámetros sobre las mismas, se realizó un estudio de la influencia de la variación de algunos parámetros del núcleo en su comportamiento a compresión así como en la capacidad de absorción de energía del mismo. Los parámetros estudiados fueron: tamaño de celda, espesor de pared de celda, valor del límite elástico de material y altura de núcleo.

- El aumento del espesor de pared de celda, así como del valor del límite elástico, hacen aumentar la fuerza pico y el valor de la carga de aplastamiento correspondiente a la región *plateau* en las curvas fuerza-desplazamiento. Un aumento en el tamaño de celda, hace disminuir el número de hexágonos existentes en el área transversal efectiva de las probetas de núcleo de nido de abeja, por lo que su capacidad para soportar carga disminuye y ello se traduce en una disminución de la carga pico y de la carga de aplastamiento del núcleo. La altura de núcleo no parece afectar de forma significativa a la capacidad de absorción de energía en términos de tensión-deformación.
- Se analizó la influencia en la respuesta frente a impacto de la variación de diferentes parámetros del núcleo y de las pieles de las vigas sándwich siendo estos: espesor de pared de celda, material del núcleo y espesor de las pieles.
- Las simulaciones mostraron que vigas sándwich con un núcleo de espesor de pared de celda 1.3 veces el espesor de las vigas originales, producía una concentración de tensiones bajo la zona de impacto que llevaba a la rotura prematura de la piel superior de material compuesto, disminuyendo el valor de la energía umbral un 5%.
- Para vigas con espesor de pared de celda 0.8 veces menor que el espesor de celda original el valor de la energía umbral aumentaba un 36% debido a que el núcleo se deformaba con más facilidad ante el impacto y absorbía más energía durante el mismo. Aun así una excesiva deflexión del núcleo puede favorecer la rotura de la piel superior, por lo que menores

espesores de pared de celda de núcleo no aseguran mayor capacidad de absorción de energía por parte de las vigas sándwich. Las tensiones de cortadura se hacen más patentes en núcleos de paredes más finas.

- Un aumento del doble en el valor del límite elástico produce un aumento de un 18.18% en la energía umbral de rotura con respecto a las vigas originales. La disminución del límite elástico a la mitad hace disminuir el valor umbral de energía de rotura un 13.63%. El proceso de disipación de energía plástica por parte del núcleo cobra más importancia en núcleos de menor límite elástico, debido a su mayor deformación en el momento del impacto.
- El aumento de espesor de las pieles de material compuesto en las vigas sándwich mejora notablemente las prestaciones de las mismas. Un aumento de espesor de pieles del 25% (desde 2 mm a 2.5 mm), produce un aumento en el valor umbral de energía de rotura de 140.9%. Asimismo una disminución del 25% en el espesor (de 2 mm a 2.5 mm), disminuye esta energía umbral en un 54.54%. Con el aumento del espesor de las pieles de material compuesto los efectos de cortadura en el núcleo se vuelven más importantes.

6.2. Trabajo futuro

A continuación se presentan brevemente una serie de propuestas de trabajos futuros que permitirían continuar con la investigación desarrollada durante esta Tesis Doctoral:

- Incorporar en el modelo analítico un modelo de fallo que permita predecir la carga de rotura de la estructura sándwich. El modelo deberá incluir tanto los modos de fallo de las pieles, como los del núcleo. De este modo sería posible estudiar el comportamiento a flexión dinámica de vigas sándwich una vez que se ha producido daño importante sobre ellas.

Con este modelo se podría extender el estudio llevado a cabo en esta Tesis Doctoral, ampliando el rango de energías de impacto.

- Modificar el modelo de comportamiento de las pieles utilizado en las simulaciones numéricas e implementar un criterio de daño acumulativo en la subrutina utilizada para predecir la degradación de las propiedades de las pieles de material compuesto de las estructuras sándwich. Además se podrían añadir elementos cohesivos inicialmente entre piel y núcleo, y posteriormente entre las láminas de las pieles, para incorporar el modo de fallo por delaminación.
- Hacer extensivo el estudio realizado a estructuras sándwich con pieles de laminado de fibra de carbono/epoxi y núcleo de nido de abeja de nomex, para así observar las diferencias existentes entre la respuesta a impacto de vigas con núcleos de material metálico y no metálico en términos de fuerza de contacto, energía absorbida y modo de fallo. Esto exigirá analizar de manera análoga a como se ha realizado en esta Tesis Doctoral, la respuesta frente a impacto de vigas sándwich con un núcleo más frágil que el núcleo de aluminio, tanto de manera experimental como numérica.

Chapter 6.

Conclusions and future research

6.1. Summary and conclusions

In this PhD Thesis the response of sandwich beams subjected to low-velocity impact has been analysed using a combination of experimental and numerical techniques. The sandwich beams used in this study are composed by woven carbon fibre-epoxy face-sheets, and aluminium honeycomb core. This sandwich structure configuration is typical of the aerospace industry, particularly in space launch structures.

The concluding remarks on the low-velocity impact response of sandwich beams and the findings of the three approaches used in this research are as follows:

○ Experimental study

- The experimental tests allowed the study of the behaviour of sandwich beams under low-velocity impact, and the impact energy threshold for producing the failure of the upper face-sheet of the structure was determined. Several failure modes were detected as well. The most common failure modes observed in the sandwich beams are local compression, due to excessive deformation of the core, and upper face-sheet compression failure.
- The experimental methodology proposed on this work for performing dynamic three-point bending tests using a drop weight tower, is applicable not only to sandwich beams with honeycomb core, but also to those with foam cores, as well as other laminates or isotropic materials.
- Increasing the radius of the striker results in a decrease in the impact energy threshold required to produce the failure of the composite upper face-sheet of the sandwich beams. It was observed that the failure of the upper face-sheet is more affected by the size of the striker than by the

incident kinetic energy level, thus sandwich structures are sensitive to the contact area between striker and upper face-sheet.

- For lower impact energies the maximum displacements of upper and lower face-sheets were similar, as in this range of impact energy level the sandwich structure is working globally to absorb the impact. The difference between the displacements of the upper and lower face-sheets was more noticeable at higher impact energy levels as local phenomena can be found in the upper face-sheet, such as the phenomenon of local indentation.
- Flatwise compressive tests on honeycomb core were performed. The experimental results were rate-independent at crosshead displacement rates between 0.5 mm/min and 50 mm/min. During the tests, the force-displacement curve was recorded, and in all curves three different regions were identified: linear elastic region, plateau and densification. Each stage is associated with a mechanism of deformation being these: elastic deformation, cell collapse by plastic yielding, and once the opposing cell walls begin to make contact with each other, densification of the core.

○ Analytical study

- The developed analytical model permits to evaluate the response of sandwich beams subjected to dynamic three-point bending if the damaged area on the upper face-sheet is not large, and does not affect significantly to the global stiffness of the beam.
- The dimensionless formulation of the model allowed determining the dimensionless groups which control the impact response of the structure. The dimensionless groups having most influence on the dynamic bending response of the sandwich beams in terms of maximum contact force and contact time are: dimensionless global stiffness, dimensionless local indentation force, and dimensionless impact velocity. Both dimensionless

effective mass of the upper composite face-sheet and dimensionless effective mass of the sandwich beam have less influence on the maximum contact force, and contact time values.

- Increasing the mass of the striker with respect to the mass of the upper face-sheet increases the maximum contact force, so that an increase of one order on this ratio implies an increase of 15% in the contact force. For the entire range studied, the contact time decreases at the same extent with the increasing maximum force.
- Increasing the thickness of the upper face-sheet over the total thickness of the sandwich structure, leads to a slight reduction of the maximum force of contact (3.8%) for an increase of one order of magnitude. The contact time showed no significant changes throughout the range studied (8%).
- Increasing the mass of the sandwich structure with respect to the mass of the striker, results in a decrease in the maximum contact force which varies by 10% between both limit values of the range studied (variation of two orders of magnitude in the dimensionless effective mass of the sandwich structure). The contact time shows a slight increase between these two values, but also there are variations and fluctuations without trend with the increasing mass of the sandwich beam. These fluctuations are due to changes in the oscillations of the force-time curve, which primarily affect the measured maximum contact time.
- In general, decreasing the dimensionless global stiffness of the structure reduces the maximum contact force and increases the contact time. The lowest value of the dimensionless global stiffness studied, gave the lowest maximum contact force and the highest contact time values; with increasing dimensionless global stiffness of the structure, the system tends to stabilise both in maximum contact force value, and contact time.

- The parameter β , which is part of the nonlinear contact force, also has a significant influence on the system. Increasing the dimensionless parameter, results in a rapid increase in the corresponding maximum contact force, until it stabilises around a constant value. On the contrary, the contact time shows a strong decrease until reaching a stable value.
- Increasing the dimensionless initial velocity, causes an increase in the maximum contact force. The increase was adequately represented by linear regression. However, the contact time remains constant around certain values.

○ Numerical simulation study

- A finite-element model of the low-velocity impacts on composite sandwich beams with aluminium honeycomb core was developed using Abaqus/Explicit code. The aluminium honeycomb core was modelled as an elastic-plastic material. The face-sheet behaviour was modelled through a user subroutine VUMAT.
- The modelled face-sheet behaviour includes Hou failure criteria for woven laminates. This model has been extensively validated in previous work of the Mechanics of Advanced Materials Research Group.
- The modelled aluminium honeycomb core behaviour has been validated by comparing the experimental results of uniaxial compression tests to numerical compressive behaviour results.
- The finite-element model was validated through the experimental tests conducted in a drop-weight tower in terms of contact force, and absorbed energy. The model reproduces the impact energy failure threshold with a percentage discrepancy of 5%, as well as the shape of the contact force-time curves for every simulated impact energy level.

- The numerical model has shown that the variation of the absorbed energy as a function of the impact energy presents two main regions. For impact energies below the impact energy threshold composite sandwich beams subjected to low-velocity impact, work in elastic regime. For energies above the impact energy failure threshold, the upper face-sheet is severely damaged leading to an increment in the absorbed energy.
- The stress contour plot of the beam during the impact, and the plastic deformation of the core, were analysed using the finite-element model. These variables are difficult to measure experimentally during the impact event. For impact energies below the impact energy failure threshold, absorbed energy is low compared to the impact energy. Composite face-sheets do not experience severe damage and most of the impact energy is mainly dissipated due to plastic deformation of the core. At higher impact energies, the upper composite face-sheet is extremely damaged, leading to an increment in the absorbed energy. At higher energy impacts, the composite face-sheets are controlling the energy absorption process due to their higher mechanical properties.
- Due to the importance of the core behaviour in the energy absorption capacity of a sandwich structure, after the validation of the numerical model of the sandwich beams and prior to performing an analysis of the influence of certain parameters on its performance, the influence of certain parameters on the crush behaviour of the aluminium honeycomb core was evaluated. The studied core parameters were cell size, cell-wall thickness, core height, and material properties.
- It was found that increasing the cell-wall thickness and the yield stress of the aluminium alloy, increase both the peak and plateau loads. Increasing the cell size decreased the number of hexagons in the effective cross sectional area of the honeycomb core specimens, thus the capacity to withstand loads decreases leading to lower peak and plateau loads. The

core height has no significant effect on the energy absorption capability of the honeycomb core in terms of stress-strain.

- The influence of several core and face-sheet parameters on the low-velocity impact response of sandwich beams was analysed. The studied parameters were cell-wall core thickness, yield stress value, and composite face-sheet thickness.
- Simulations showed that sandwich beams with cell-wall core thickness 1.3 times the original thickness, had higher stress concentration than the original beams under the impact region, leading to premature damage of the upper composite face-sheet, and diminishing the value of the impact energy failure threshold by 5%.
- Sandwich beams with cell-walls thicknesses 0.8 times lower than the original beams, increased the impact energy failure threshold by 36% because the core was more easily deformed by the impact, leading to an increase in the energy absorption performance. Despite that fact, an excessive deformation of the core can propitiate the failure of the upper face-sheet, thus thinner cell-wall thicknesses do not always provide with additional energy absorption capacity to the sandwich beams. The shear stresses are more important in thinner cell-wall cores during the impact event.
- Increasing by 50% the yield stress value, results in an increase in the impact energy failure threshold by 18.18% with respect to the original beams. Decreasing the yield stress by 50%, results in a decrease in this threshold by 13.63%. The process of energy dissipation by the core deformation becomes more important in sandwich beams with lower yield stress cores.
- The thickness of the composite face-sheets of the sandwich structure, strongly affects the performance of the studied sandwich structures. Increasing the thickness of the face-sheets by 25% (from 2 mm to 2.5

mm), results in an increase in the impact energy threshold by 140.9%. Decreasing the thickness by 25% (from 2 mm to 1.5 mm) decreases the threshold by 54.54%. Shear stresses become more important in sandwich beams with thicker face-sheets.

6.2. Future research

The author would recommend the following points as areas which warrant future study:

- Incorporating failure mechanisms into the analytical model to predict the failure load of the sandwich structure. The model should include both failure modes of the face-sheet, as those of the core. Thereby, it would be possible to study the dynamic bending behaviour of composite sandwich beams, once significant damage has occurred on the face-sheets. These modifications could extend the impact energy range studied in this PhD Thesis by using the implemented analytical model.
- Modifying the numerical failure criteria subroutine used in the face-sheet model, and implementing cumulative damage criteria to reproduce the properties degradation of the composite face-sheet of the sandwich structures. Furthermore, adding cohesive elements initially between face-sheets and core, and later between the laminate plies may improve the delamination failure mode.
- Extending this research to different specimen materials, such as sandwich structures with carbon fibre composite laminates face-sheets, and nomex honeycomb core. Finding differences on the low-velocity impact response of sandwich structures with metallic and non-metallic cores. This requires a similar analysis for sandwich structures with nomex honeycomb core, as the one performed in this PhD Thesis for sandwich beams with aluminium honeycomb core as nomex core is more brittle than aluminium.

Bibliografía

Abrate S. (1997). Localized impact on sandwich structures with laminated facing. *Applied Mechanic Review*, 50: 70-80.

Abrate S. (1998). Impact on composite structures. Cambridge University Press.

Abrate S. (2001). Modeling of impacts on composite structures. *Composite Structures*, 51: 129-138.

Aktay L., Johnson F., Holzapfel M. (2005). Prediction of impact damage on sandwich composite panels. *Computational Materials Science*, 32: 252-260.

Anderson T., Madenci E. (2000). Experimental investigation of low-velocity impact characteristics of sandwich composites. *Composite Structures*, 50: 239-247.

Aprete N.A., Sankar B.V., Ambur D.R. (2006). Low-velocity impact response of sandwich beams with functionally graded core. *International Journal of Solids and Structures*, 43: 2479-2496.

ASTM C365/C365M (2011). Standard Test Method for Flatwise Compressive properties of Sandwich Cores. ASTM International, 100 Barr harbor Drive PO Box C-700 West Conshohocken, Pennsylvania 19428-2959, United States.

ASTM D7250/D7250M (2012). Standard Practice for Determining Sandwich Beam Flexural and Shear Stiffness. ASTM International, 100 Barr harbor Drive PO Box C-700 West Conshohocken, Pennsylvania 19428-2959, United States.

Barbero E.J. (1999). Introduction to Composite Materials Design. Taylor & Francis, London.

BDM-6700 (1989). Boeing design manual. Introduction to sandwich structures.

Bernard M.L., Lagace P.A. (1987). Impact resistance of composite plates. *Proceedings of the American Society for Composites*. Second technical Conference. Lancaster, P.A: Technomic, 167-176.

Brewer J.C., Lagace P.A. (1988). Quadratic stress criterion for initiation of delamination. *Journal of Composite Materials*, 22(12): 1141-1155.

Buitrago B.L. (2012). Comportamiento de estructuras de material compuesto sometidas a cargas impulsivas. Ph.D. Thesis, Universidad Carlos III de Madrid.

- Buitrago B.L., Santiuste C., Sanchez-Saez S., Barbero E., Navarro C. (2010). Modelling of sandwich structures with honeycomb core subjected to high-velocity impact. *Composites Structures* 92(9): 2090-2096.
- Cantwell W.J., Scudamore R., Ratcliffe J., Davies P. (1999). Interfacial fracture in sandwich laminates. *Composite Science and Technology*, 59: 2079-2085.
- Castanié B., Bouvet C., Aminanda Y., Barrau J.-J., Thevenet P. (2008). Modelling of low-energy/low-velocity impact on nomex honeycomb sandwich structures with metallic skins. *International Journal of Impact Engineering*, 35: 620-634.
- Chai G.-B., Seah L.-K., Chuwa L.-S. (1999). Stress distribution in sandwich beams under tension. *Composites Structures*, 45: 195-204.
- Chang F., Chang K.A. (1987). A progressive damage model for laminated composites containing stress concentrations. *Journal of Composite Materials*, 21: 834-855.
- Crupi V., Epasto G., Guglielmino E. (2012). Collapse modes in aluminium honeycomb sandwich panels under bending and impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 43: 6-15.
- Davies G.A.O., Hitchings D., Besant T., Clarke A., Morgan C. (2004). Compression after impact strength of composite sandwich panels. *Composites Structures*, 63: 1-9.
- DCS Simulia. (2011). ABAQUS 6.11 Analysis User's Manual. Abaqus 6.11 Documentation.
- Dobyns A.L. (1980). Analysis of simply-supported orthotropic plates subject to static and dynamic loads. *ALAA Journal*, 19 (5): 642-650.
- Donga A. (2011). Application of sandwich beam in Automobile front bumper for frontal crash analysis. Master's Thesis, Wichita State University, Wichita.
- Foo C.C., Chai G.B., Seah L.K. (2008a). A model to predict low-velocity impact response and damage in sandwich composites. *Composites Science and Technology*, 68: 1348-1356.

- Foo C.C., Seah L.K., Chai G.B. (2008b). Low-velocity impact failure of aluminium honeycomb sandwich panels. *Composite Structures*, 85: 20-28.
- Gibson L.J., Ashby M.F. (1999). Cellular solids: structure and properties – Second edition. Cambridge Solid State Science Series. Cambridge University Press.
- Giglio M., Manes A., Gilioli A. (2012). Investigation on sandwich core properties through an experimental-numerical approach. *Composites: part B*, 43: 361-374.
- Goyal V.K., Johnson E.R., Dávila C. (2004). Irreversible constitutive law for modeling the delamination process using interfacial surface discontinuities. *Composite Structures*, 65(3-4): 289-305.
- Greve L., Pickett A.K. (2006). Delamination testing and modelling for composite crash simulation. *Composites Science and Technology*, 66: 816-826.
- Gustin J., Mahinfalah M., Jazar Nakhaie G., Aagaah M.R. (2004). Low-velocity Impact of Sandwich Composite Plates. Society for Experimental Mechanics, 44(6): 574-583.
- Harding J. (1989). Impact damage in composite materials. *Science and Engineering of Composite Materials*, 1: 41-68.
- Hashin Z. (1980). Failure criteria for unidirectional fiber composites. *Journal of Applied Mechanics*, 47: 329-334.
- Hayman B., Wedel-Heinen J., Brondsted P. (2008). Materials Challenges in Present and Future Wind Energy. *MRS Bulletin – Harnessing Materials for Energy*, 33: 343-353.
- Hazizan M.A., Cantwell W.J. (2003). The low velocity impact response of an aluminium honeycomb sandwich structure. *Composites: Part B*, 34: 679-687.
- Herrmann A.S., Zahlen P.C., Zuardy I. (2005). Sandwich Structures Technology in Commercial Aviation. Sandwich Structures 7: Advancing with Sandwich Structures and Materials: *Proceedings of the 7th International Conference on Sandwich Structures*, Aalborg University, Aalborg, Denmark.

- HexCel Composites (2000). HexWeb Honeycomb Sandwich design Technology.http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Brochure-Data-Sheets/Honeycomb_Sandwich_Design_Technology.pdf
- HexCel Composites. HexWeb Honeycomb attributes and properties.
http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Brochure-Data-Sheets/Honeycomb_Attributes_and_Properties.pdf
- Hoo-Fatt M.S., Park K.S. (2000). Perforation of honeycomb sandwich plates by projectiles. *Composites: Part A*, 31: 889-899.
- Hoo Fatt M.S., Park K.S. (2001). Dynamic models for low velocity impact damage of composite sandwich panels – Part A: Deformation. *Composite Structures*, 52: 335-351.
- Horrigan D.P.W., Aitken R.R., Moltschaniwskyj G. (2000). Modelling of crushing due to impact in honeycomb sandwiches. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 2: 131-151.
- Hou B., Zhao H., Pattofatto S., Liu J.G., Li Y.L. (2012). Inertia effects on the progressive crushing of aluminium honeycombs under impact loading. *International Journal of Solids and Structures*, 49: 2754-2762.
- Hou J.P., Petrinic N., Ruiz C., Hallet S.R. (2000). Prediction of impact damage in composite plates. *Composite Science and Technology*, 60: 445-450.
- Hull D. (1987). *Materiales Compuestos*. Editorial Reverté S.A.
- Ivañez I., Santiuste C., Sanchez-Saez S. (2010). FEM analysis of dynamic flexural behaviour of composite sandwich beams with foam core. *Composite Structures*, 92: 2285–2291.
- Ivañez I., Santiuste C., Barbero E., Sanchez-Saez S. (2011). Numerical modelling of foam-cored sandwich plates under high-velocity impact. *Composite Structures*, 93(9): 2392–2399.
- Jones N. (1989). *Structural Impact*. Cambridge University Press.
- Kaw K. (1997). *Mechanics of Composite Materials*. CRC Press LLC.

- Kim R.Y., Soni S.R. (1986). Failure of composite laminates due to combined interlaminar normal and shear stresses. In: Kawata K, Umekawa S, Kobayashi A, editors. *Composites'86: recent advances in Japan and the United States, Proceedings of Japan-U.S. CCM-III*: 341–350.
- Koller M.G. (1986). Elastic Impact of Spheres on Sandwich Plates. *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 37(3): 256-269.
- Lee L.J., Huang K.Y., Fann, Y.J. (1993). Dynamic Responses of Composite Sandwich Plate Impacted by a Rigid Ball. *Journal of Composite Materials*, 27: 13.
- Leijten J., Harald. E.N., Bergsma O.K., Beukers A. (2009). Experimental study of the low-velocity impact behaviour of primary sandwich structures in aircraft. *Composites: Part A*, 40: 164-175.
- López-Puente J. (2003). Análisis y modelización de impactos de alta velocidad sobre laminados carbono/epoxi. Ph.D. Thesis, Universidad Carlos III de Madrid.
- Mahanta B.B., Chakraborty D., Dutta A. (2004). Accurate prediction of delamination in FRP composite laminates resulting from transverse impact. *Composites Science and Technology*, 64: 2341-2351.
- Malekzadeh K., Khalili M.R., Mittal R.K. (2007). Response of composite sandwich panels with transversely flexible core to low-velocity transverse impact: A new dynamic model. *International Journal of Impact Engineering*, 34: 522-543.
- Mangalgi, P.D. (1999). Composite materials for aerospace applications. *Bulletin of Materials Science*, 22 (3): 657-664.
- MATLAB Release 2007a. The MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States.
- Meng L., Wu Y., Chen S., Shu X. (2011). Quasi-static Failure Analysis of Honeycomb Sandwich Beam with Composite Facesheets. *Advanced Materials Research*, 160-162: 855-859.

- Meo M., Morris A.J., Vignjevic R., Marengo G. (2003). Numerical simulations of low-velocity impact on an aircraft sandwich panel. *Composites Structures*, 62: 353-360.
- Meo M., Vignjevic R., Marengo G. (2005). The response of honeycomb sandwich panels under low-velocity impact loading. *International Journal of Mechanical Sciences*, 47(9):1301-1325.
- Miravete A. y co-autores (2000) .Materiales compuestos. Vol. I y II. ' . INO Reproducciones, S. A.
- Mohr D., Doyoyo M. (2004a). Deformation-induced folding system in thin-walled monolithic hexagonal metallic honeycomb. *International Journal of Solids and Structures*, 41: 3353-3377.
- Mohr D., Doyoyo M. (2004b). Experimental Investigation on the Plasticity Hexagonal Aluminum Honeycomb under Multiaxial Loading. *Journal of Applied Mechanics*, 71: 375-385.
- Nahas N.M. (1986). Survey of failure and post-failure theories of laminated fiber-reinforced composites. *Journal of Composites Technology & Research*, 8: 138-153.
- Navarro P., Abrate S., Aubry J., Marguet S., Ferrero J.-F. (2013). Analytical modeling of indentation of composite sandwich beam. *Composite Structures*, 100: 79-88.
- Nemes, J.A., Simmonds K.E. (1992). Low-Velocity Impact Response of Foam-Core Sandwich Composites. *Journal of Composite Materials*, 26: 501-519.
- Olmedo A., Santiuste C. (2012). On the prediction of bolted single-lap composite joints. *Composites Structures*, 94: 2110-2117.
- Orifici A.C., Herszberg I., Thomson R.S. (2008). Review of methodologies for composite material modeling incorporating failure. *Composite Structures*, 86: 194-210.

Othman A.R., Barton D. C. (2008) Failure initiation and propagation characteristics of honeycomb sandwich composites. *Composite Structures*, 85: 126-138.

Osuna Esteban S. (2010). Estudio de la Energía Superficial de Matrices Orgánicas Por Cromatografía de Gases Inversa para su Aplicación en el Desarrollo de Materiales Compuestos. Ph.D. Thesis, Universidad de Alcalá.

Paris, F. (2001). A study of failure criteria of fibrous composite materials. Technical report: NASA-cr210661.

Properties of aluminium alloy 3003. www.efunda.com.

Reddy J.N. (1997). Mechanics of Laminated Composite Plates. Theory and Analysis. CRC Press LLC.

Rosenfeld M.S., Gause L.W. (1981). Compression fatigue behaviour of graphite/epoxy in the presence of stress raisers. Fatigue of fibrous composite materials, ASTM STP723, 174-196.

Sánchez Sáez S., Barbero E., Zaera R., Navarro C. (2005). Compression after impact of thin composite laminates. *Composite Science and Technology*, 65(13):1911-1919.

Sánchez-Sáez S., Barbero E., Navarro C.(2008). Compressive residual strength at low temperatures of composite laminates subjected to low-velocity impacts. *Composite Structures*, 85(3):226-232.

Sheshadri A. (2006). Design and analysis of a composite beam for side-impact protection of occupants in a sedan. Master's Thesis, Wichita State University, Wichita.

Shipsha A., Hallström S., Zenkert D. (2003). Failure Mechanisms and Modelling of Impact Damage in Sandwich Beams - A 2D Approach: Part I - Experimental Investigation. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 5:7-31.

Tong L. (1997). An assessment of failure criteria to predict the strength of adhesively bonded composite double lap joints. *Journal of reinforced plastic and composites*, 16(8): 698-713.

- Türk M.H., Hoo Fatt M.S. (1999). Localized damage response of composite sandwich plates. *Composites: Part B*, 30: 157-165.
- Vijayakumar P., Suresh G. (2011). Effect of Stitching on Sandwich Structures. *International Journal of Technology and Engineering System (IJTES)*, 2(3): 351-354.
- Vinson J.R. (2005). Sandwich Structures: Past, present and future. Sandwich Structures 7: Advancing with Sandwich Structures and Materials: *Proceedings of the 7th International Conference on Sandwich Structures*, Aalborg University, Aalborg, Denmark.
- Vlasov V.Z., Leontiev U.N. (1966). Beams, plates, and shells on elastic foundations. *Israel Program for Scientific Translations*.
- Williamson J.E. (1991). Response mechanisms in the Impact of Graphite/epoxy honeycomb sandwich panels. Master's Thesis. Massachusetts Institute of Technology.
- Wojcik, G.W. (1995) Finite Element Modelling of Sandwich Composite Structures Subject to Low Velocity Impact and Delamination. Thesis. Naval Postgraduate School, Monterrey, California.
- Yu J., Wang E., Li J., Zheng Z. (2008). Static and low-velocity impact behavior of sandwich beams with closed-cell aluminum-foam core in three point bending. *International journal, of impact engineering*, 35: 885-894.
- Zabihpoor M., Moslemian R., Afshin M., Nazemi M. (2008). Failure analysis of bolted joints on foam-core sandwich composites. *Journal of reinforced plastics and composites*, 27: 1635-1647.
- Zhou G., Hill, M. (2007). Damage characteristics and residual compressive strength of composite honeycomb sandwich panels. *Proceedings of 16th International Conference on Composite Materials*, Kyoto, Japón.
- Zhu S., Chai G.B. (2013). Damage and failure mode maps of composite sandwich panel subjected to quasi-static indentation and low velocity impact. *Composite Structures*, 101: 204-214.